

Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2016

Bc. Jana Vilášková

Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Koncept kotelny pro spalování dřevní štěpky

The Concept of the Boiler for Wood Chips Burning

Student:

Bc. Jana Vilášková

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Zbyszek Szeliga, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jana Vilášková**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Koncept kotelny pro spalování dřevní štěpky**
The Concept of the Boiler for Wood Chips Burning
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Pro zajištění tepelného výkonu 150 kW a parametrů otopné soustavy navrhnete koncept kotelny a kotle na spalování biomasy - dřevní štěpky. Práce bude obsahovat:

- výpočet spotřeby paliva
- základní návrh systému palivového hospodářství, tj. kapacitu zásobníku a návrh dopravní trasy,
- stechiometrické výpočty spaliny/vzduch
- základní ideový návrh systému spalování (výběr systému spalování)
- základní tepelný návrh kotle pro spalování štěpky
- výpočet investičních nákladů, návratnosti investice, provozních nákladů na vytápění, dopadu na ŽP

Seznam doporučené odborné literatury:

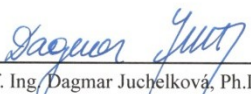
OCHODEK T., KOLONIČNÝ J., BRANC M.: *Technologie pro přípravu a energetické využití biomasy*. VŠB-TU Ostrava, Výzkumné energetické centrum, kniha, 230 str. ISBN 978-80-248-1426-1.
BLEJCHAŘ, T.: *Návody do cvičení „Modelování proudění“ -CFX*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009 ISBN 978-80-248-2050-7.
ČERNÝ, V. a kol.: *Parní kotle*. Praha : SNTL, 1983.
IBLER, Z. a kol.: *Technický průvodce energetika*. Praha: BEN – technická literatura, 2002.
KADLEC, Z.: *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. 1. vyd. Ostrava: Edice SPBI SPEKTRUM, 2009. 100 s. ISBN 987-80-7385-061-6.
ON 074017 Tepelný výpočet parních kotlů.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Zbyszek Szeliga, Ph.D.**

Datum zadání: 31.10.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016


prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

Ostrava

15. května 2016



.....

podpis studenta

Prohlášení o využití výsledků diplomové práce

Prohlašuji, že

- jsem byla seznámena s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 15. května 2016

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jana Vilášková

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Náměstí 2, 747 21 Kravaře

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

VILÁŠKOVÁ, J. Koncept kotelny pro spalování dřevní štěpky: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2016, 55s. Vedoucí práce: Szeliga, Z.

Diplomová práce se zabývá zejména návrhem teplovodního kotle o požadovaném výkonu 150kW spalujícího dřevní štěpku. Úvodní část je zaměřena na stechiometrické výpočty vzduchu a složek spalín a rovněž stanovení tepelných ztrát a účinnosti zařízení. Hlavní část je věnována výpočtu tepelné bilance spalovací komory a návrhu výměníku spaliny-voda. V závěru práce jsou zhodnoceny investiční náklady technologických celků.

ANNOTATION OF THESIS

VILÁŠKOVÁ, J. The Concept of the Boiler for Wood Chips Burning: Master thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Energy, 2016, 55p. Master thesis head: Szeliga, Z.

Master thesis deals especially with concept of the biomass hot water boiler 150kW for wood chips burning. The introductory part is focused on stoichiometric calculations of air and flue-gas components, and also the heat losses and boiler efficiency. The main part is devoted to calculating the heat balance of the combustion chamber and design of heat exchanger flue gas-water. The last part evaluates the investment costs of technological units.

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce Ing. Zbyszku Szeligovi, Ph.D. za cenné rady a podněty při řešení diplomové práce a dále Ing. Josefu Vávrovi za poskytnuté materiály. V neposlední řadě rovněž děkuji rodině za jejich podporu po dobu celého mého studia.

OBSAH DIPLOMOVÉ PRÁCE

1. ÚVOD	9
1.1 Biomasa	9
1.2 Dřevní štěpka	10
1.3 Teplovodní kotle	12
2. POPIS SPALOVACÍHO ZAŘÍZENÍ	14
3. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY	16
3.1 Výpočet množství vzduchu	17
3.2 Výpočet množství spalin	18
3.3 Entalpie vzduchu a produktů spalování	21
4. TEPELNÁ BILANCE KOTLE	23
4.1 Tepelné ztráty a tepelná účinnost	23
4.1.1 Ztráta mechanickým nedopalem	24
4.1.2 Ztráta chemickým nedopalem	25
4.1.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	25
4.1.4 Ztráta komínová	26
4.1.5 Ztráta sdílením tepla do okolí	26
4.2 Tepelná účinnost	28
4.3 Množství paliva	28
5. VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY	28
5.1 Teorie tepelné bilance spalovací komory	29
5.1.1 Záření plamene	29
5.1.2 Sálání plynů	30
5.1.3 Konvekce plynů	32
5.2 Tepelný výpočet ohniště	33
5.2.1 Určení adiabatické teploty	33
5.2.2 Poměrná teplota spalin	35
5.2.3 Součinitel M	36
5.2.4 Boltzmanovo číslo	36

5.2.5 Stupeň černosti ohniště	37
5.2.6 Efektivní stupeň černosti	37
5.2.7 Výpočet tepelných toků	39
6. NÁVRH VÝMĚNÍKU SPALINY VODA	39
6.1 Základní bilanční rovnice	40
6.2 Určení objemu spalin při střední teplotě	40
6.3 Střední logaritmický teplotní spád	42
6.4 Součinitel přestupu tepla	42
6.4.1 Součinitel přestupu tepla konvekci	43
6.4.2 Součinitel přestupu tepla sáláním	43
6.5 Určení velikosti výhřevné plochy	45
7. NÁVRH DOPRAVY PALIVA DO SPALOVACÍ KOMORY	46
7.1 Návrh šnekovnice	46
8. NÁVRH PROVOZNÍHO ZÁSOBNÍKU PALIVA	47
9. NÁVRH PŘÍVODU SPALOVACÍHO VZDUCHU	47
10. POROVNÁNÍ INVESTIČNÍCH NÁKLADŮ	48
10.1 Varianta rekonstrukce stávající kotelny	48
10.2 Varianta umístění kotle do mobilního kontejneru	49
11. ZÁVĚREČNÉ SHRUTÍ	50
12. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	51
13. SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A PŘÍLOH	53
14. PŘEHLED POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	54

1. ÚVOD

Důležitým faktorem při návrhu zdroje tepla pro nově plánované objekty i jejich rekonstrukce je bezesporu kotelná, její koncepce. Stávající kotelný staršího typu již mnohdy nevyhovují dnešním požadavkům na emise a účinnost transformace energie a vzhledem k vývoji cen jednotlivých paliv je důležité se zamyslet a zvážit investici do nových kotlen. Z pohledu ceny na jednotlivá paliva lze říct, že nejlépe vycházejí paliva z dřevního odpadu (štěpka) či truhlářského odpadu (piliny, hobliny). Nabízí se tedy možnost ušetřit 50 až 80 % nákladů na vytápění.

Plně automatické kotle dokážou tyto komodity efektivně spalovat v téměř bezobslužném režimu. Není třeba vlastnit les ani truhlárnu pro zajištění odpovídajícího množství paliva, v současné době lze palivo pořídit na trhu v potřebném množství, relativně levně a bez starostí lze vytápět svůj objekt nebo i celý areál.

1.1 Biomasa

Obecně se jedná o veškerou hmotu biologického původu. Základním energeticky využitelným produktem jsou rostliny, které jsou schopné využitím světelné energie zachycené v zeleném barvivu (chlorofylu), produkovat sacharidy a následně bílkoviny. Bílkovina je základní stavební kámen všech živých organismů. Teoreticky je možné využít všechny formy biomasy pro produkci energie. Podstatou každé živé hmoty je C a uhlíková vazba, která obsahuje energii a je tedy pouze teoretickou otázkou, jak tento potenciál využít a zda je to ekonomicky výhodné.

Základní rozdělení štěpky dle druhů:

a/ Lesní biomasa (dendromasa) – tvoří ji palivové dřevo, zbytky z dřezozpracujícího průmyslu, těžařské zbytky.

b/ Zemědělská biomasa (fytomasa) – tvoří ji cíleně pěstovaná biomasa obilovin, olejnin, trvalé travnaté porosty, zbytky ze zemědělské prvovýroby a údržby krajiny, orná půda, zahrady, ovocné sady, vinice, chmelnice.

c/ Zbytková biomasa – obsahuje široký rozsah druhů biomasy vznikající sekundárně při zpracovávání primárních zdrojů rostlinného nebo živočišného původu. Největší objem je z papírenského průmyslu, dřevovýroby, dále také ze zpracování masa a z potravinářského průmyslu.

d/ Biologicky rozložitelné odpady (bioodpad) - jakýkoli odpad, který je schopen anaerobního nebo aerobního rozkladu (např. potraviny, odpad ze zeleně, papír)

Energii z biomasy lze získat:

- termochemickou konverzí (suchý proces), spalování, zplyňování, pyrolýza
- biochemickou konverzí (mokrý proces) - anaerobní fermentace, aerobní fermentace nebo také alkoholová fermentace
- fyzikálně-chemickou konverzí – esterifikace bioolejů – úprava rostlinných olejů pro použití ve vznětových motorech

Spalování biomasy

Spalování je jakýsi komplex spletitých chemických a fyzikálních procesů, které se vzájemně ovlivňují a navazují na sebe. Tyto děje vedou k transformaci a využívání chemické energie v palivu, probíhají ve stejném čase a i prostorově je složité od sebe oddělit. Lze tyto děje seřadit podle teploty.

Od 100°C probíhá sušení paliva, při teplotách okolo 150°C dochází k pyrolytickému rozkladu suchého paliva. Uvolňování prchavé hořlaviny (zejména CO a C_vH_v) probíhá při teplotě okolo 250°C a nad vrstvou paliva při teplotě cca 700°C dojde k hoření. Po uvolnění prchavé hořlaviny zůstane tuhá složka (pevný uhlík) nebo také neprchavá hořlavina, která shoří za teplot nad 600°C. Hoření je v podstatě izobarické okysličování hořlavých složek paliva (C,H,S) až na konečné produkty tedy spaliny (CO₂, H₂O, N₂, SO₂, a další), přičemž se uvolní velké množství tepla.

Výhody využívání biomasy

- jedná se o obnovitelný zdroj s minimálními negativními účinky na životní prostředí
- přímé spalování, výroba el.energie
- technickou výhodou je menší obsah popela, což určitě zjednodušuje konstrukci topidel, zlepšuje regulaci, případně automatizaci procesu spalování

Nevýhody využívání biomasy

- vysoké nároky při skladování
- úprava biomasy do vhodnější formy pro spalování
- nedostačující distribuční síť

1.2 Dřevní štěrka

Dřevní neboli lesní štěrka je strojně upravená dřevní hmota o velikosti od 3 do 250 mm. Získává se z odpadů lesní těžby a průmyslového zpracování dřeva. Toto levné biopalivo je určeno zejména pro vytápění větších budov. Podle kvality a dalších příměsí můžeme štěrku dělit na zelenou, hnědou a bílou.

Dřevní štěrka ze zbytků lesní těžby - strojově opracované těžební zbytky a kmínky z probírek v délce 50 až 250 mm. Její objemová hmotnost se pohybuje okolo 300 kg/m³ a obsah vody více než 50%. Výhřevnost je vysoce závislá na obsahu vody, její hodnota činí 8 až 12 MJ/kg.

Na trhu se objevuje několik druhů dřevní štěrky, především:

Zelená štěrka (lesní) - zpracovává se čerstvá, proto je její vlhkost poměrně vysoká. Zbytky po lesní těžbě obsahují drobné větvičky, ale i listí nebo jehličí.

Hnědá štěrka - jedná se o zbytkové části kmenů, či odřezky z pily. Základním prvkem je obsah kůry. Dříví není před zpracováním odkorněno, je možné na jednotlivých štěpkách rozpoznat části kůry.

Bílá štěrka - získaná z odkorněného dříví. Využívá se zejména pro výrobu dřevotřískových desek.

Dřevní štěrka ze zbytků z průmyslového zpracování dřeva - je strojově zpracovaný odpad z truhlářské výroby, či zbytky z průmyslových dřevařských závodů.

Využití štěrky

Vzhledem k povaze paliva jde o zcela čistý a obnovitelný zdroj energie bez přidané energie (sušení nebo lisování). Pořizovací cena štěrky je poměrně nízká, využívá se pro vytápění v kotlích o vyšších výkonech.

Skladování a manipulace se štěpkou

Nízká objemová hmotnost štěrky vyžaduje větších prostor, tzn. velkoobjemová síla, nebo haly. Jestliže by se jednalo o instalaci kotle pro spalování štěrky v rodinném domě je zapotřebí počítat s odpovídajícími prostory např. sklep o min. objemu 60 m³. V prostorách je nutné dostatečné provětrání, štěrka má vyšší obsah vody a je náchylná k plesnivění a zapařování. Což by mohlo v uzavřených místnostech vést k riziku samovznícení.

Dodávka štěrky je nejčastěji řešena šnekovým dopravníkem, popř. pomocnými hrably z blízkého skladu paliva.

Základní parametry štěpky

- vlhkost: 15 - 55 %
- výhřevnost : 8 až 16 MJ/kg
- váha cca: 260 kg/m³

1.3 Teplovodní kotle

Rozdělit kotle do jakýchsi kategorií, jestliže se neustále objevují nové technologie spalování a nové druhy paliv je poněkud obtížné. Nejdůležitější vlastností kotle je schopnost řídit spalovací proces, tedy kontrola přísunu paliva a spalovacího vzduchu do ohniště. Takže dejme tomu, že jedním ze základních kritérií dělení kotlů je úroveň bezobslužnosti provozu.

Dělení podle způsobu přikládání paliva

- **kotel s ruční dodávkou paliva:** palivo je dodáváno ručně v intervalech záviselých na rychlosti hoření nebo tepelném výkonu.

- **kotel se samočinnou dodávkou paliva:** palivo je dodáváno samočinně v závislosti na tepelném výkonu

Kontrola paliva přiváděného do prostoru ohniště je velmi důležitá. Čím více paliva se jednorázově přiloží, tím více se z ohniště odebere tepla, protože palivo se v první fázi ohřívá. Vlhké palivo může z důvodu potřebného vysušení odebrat z ohniště tolik tepla, že se naruší stabilita hoření. Čím více má palivo prchavé hořlaviny, tím více se jí z velkého množství nového paliva uvolní v první fázi hoření. Kotel během jednoho spalovacího cyklu (době hoření mezi přiloženími) projde různými fázemi spalování. Na začátku hoří dlouhým plamenem prchavá hořlavina a pak vyhořívá (žhne), delší dobu skoro bez plamene pevný zbytek hořlaviny. Každá tato fáze má jiné nároky na rozdělení spalovacího vzduchu i jeho množství. Snahou je dosažení kontinuálního průběhu spalovacího procesu.

Délka intervalu při ručním přikládání je dána velikostí násypky a ochotou obsluhy chodit pravidelně přikládat.

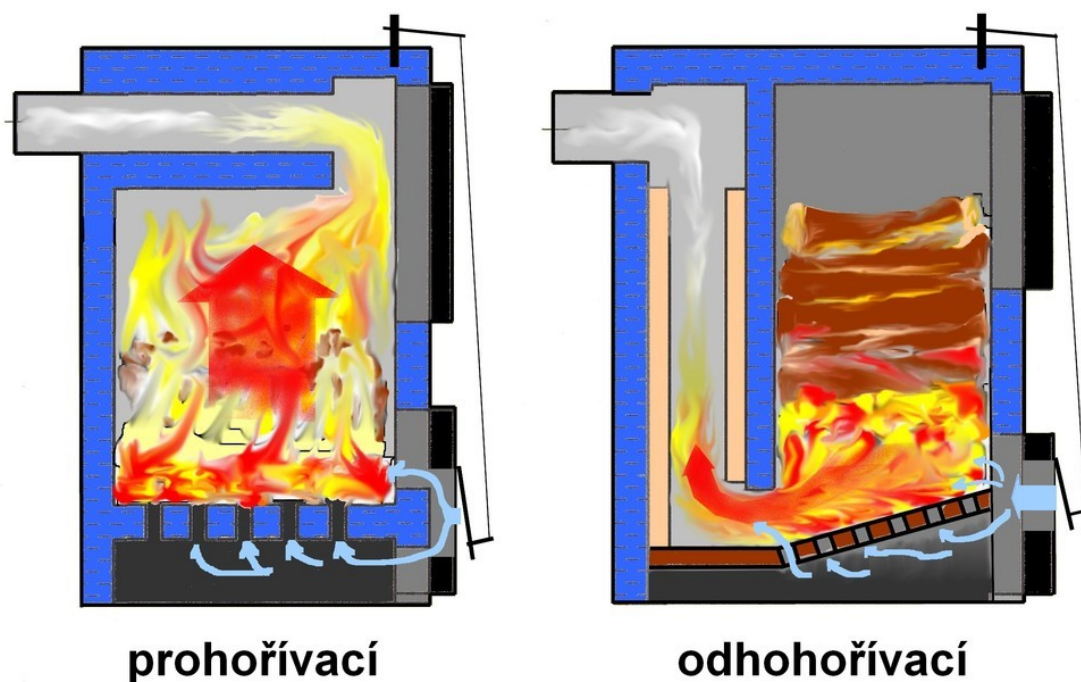
Samočinné přikládání paliva řídí mechanicky (periodicky nebo kontinuálně) regulátor kotle.

Dělení podle technologie spalování

- **prohořivací kotel:** u prohořivacího kotle dochází v palivové šachtě poměrně rychle k nahoření celé vsádky paliva a tím je regulace značně omezena.

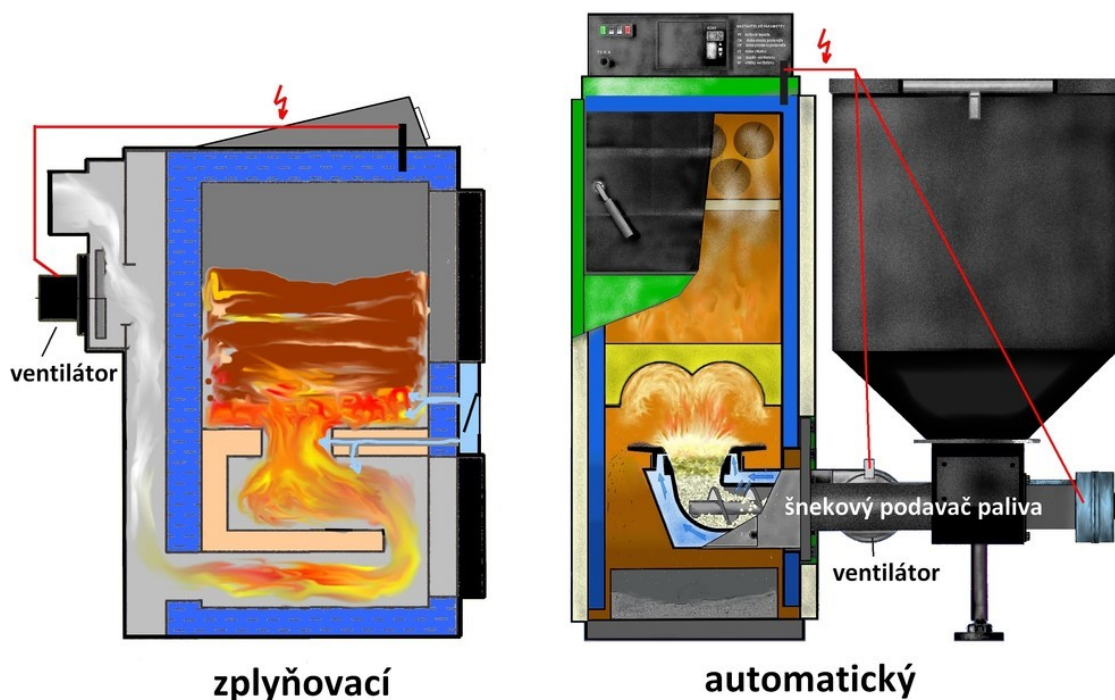
- **odhořivací kotel:** palivo odhořívá ve spodní části násypky kotle, u tohoto řešení je nutné pravidelné odstraňování popela z roštu, v opačném případě hrozí utlumení výkonu. Obě tyto technologie tedy představují minimální možnost řízení průběhu spalovacího procesu. Výkon je do velké míry závislý na množství a kvalitě přiváděného paliva a také na velikosti komínového tahu, jenž ovlivňuje objem nasávaného spalovacího vzduchu.

Obr. 1.1: Prohořivací a odhořivací kotel [8]



- **zplyňovací kotel:** k uvolňování prchavé hořlaviny (zplyňování) dochází při jakémkoliv spalování paliva. V podstatě se jedná o druh odhořivacího kotle s ručním přikládáním, kde je vyšší úroveň spalování dosaženo pomocí ventilátoru přivádějící spalovací vzduch.
- **automatický kotel:** tyto kotle mají v kategoriích kotlů na biomasu nejvyšší účinnost spalování, která se pohybuje až do 95%, ovšem celková účinnost automatických kotlů je nižší. Samočinnou dodávku paliva zajišťuje šnekový nebo pneumatický dopravník, či jejich kombinace. Kotle disponují i dalšími funkcemi, které zvyšují úspornost a komfort. Automatizováno je zapalování (samočinné pomocí horkého vzduchu a žhavicí elektrody), čištění hořáku, výměníku i vynášení popela. Automatická regulace termostatem je spojená nejen s komfortem, ale také s výrazným snížením spotřeby energie, proto je podstatným provozním parametrem.

Obr. 1.2: Zplyňovací a automatický kotel [8]



Dalších rozdělení je celá řada, můžeme kotle dělit dle bezpečnosti provozu otopné soustavy na kotle pro rychle odpojitelnou soustavu, částečně odpojitelnou soustavu a neodpojitelnou soustavu. Rovněž můžeme dělit podle druhu použitého materiálu (litina, ocel), nebo rozdělovat do tříd podle emisí a účinností.

2. POPIS SPALOVACÍHO ZAŘÍZENÍ

Teplovodní ocelový kotel o požadovaném výkonu 150kW je určený k ústřednímu vytápění domů, kancelářských, průmyslových objektů apod.

Záručním palivem je zmiňovaná dřevní štěpka. Kotlové těleso tvoří spalovací komora a svislý trubkový výměník. Ve spalovací komoře je talířový hořák s otvory pro přívod primárního spalovacího vzduchu. Nad talířovým hořákem jsou dva duté prstence s otvory pro přívod sekundárního vzduchu. Keramická žárobetonová vyzdívka v kotlovém tělese má zásadní vliv na výši emisí a účinnost. Rovněž usměrňuje směr plamene a spalin a odděluje spaliny od vodou chlazených stěn, čímž snižuje i plyný nedopal.

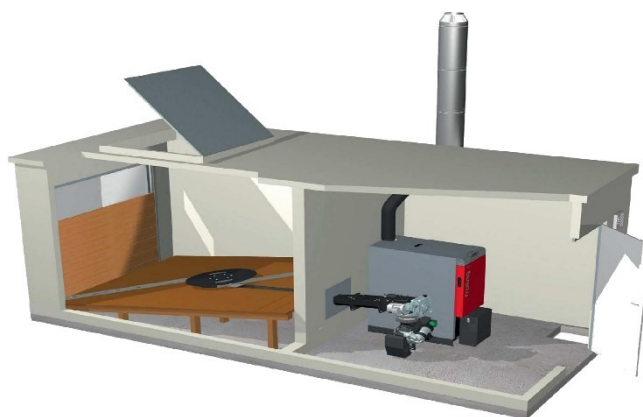
Přívod primárního vzduchu zajišťuje jeden radiální ventilátor, přívod sekundárního vzduchu také jeden radiální ventilátor. Palivo je přiváděno šnekem středem hořáku s mezizásobníkem. Šnekový přívod je opatřen hasicím zařízením pro zabránění zahoření paliva v mezizásobníku. Vznikající popel přepadá přes okraj hořáku

do sběrače, odkud je cyklicky vyhrabován do sběrné nádoby na boku kotle. Spaliny jsou ze spalovací komory vedeny do žárotrubného výměníku. Výstup výměníku je osazen radiálním ventilátorem s elektrickým řízením otáček pro zajištění požadovaného podtlaku ve spalovací komoře. Na mezizásobník navazuje plnicí šnekový dopravník s vestavěnou uzavírací klapkou proti zpětnému tahu.

Těleso kotle je opatřeno dvojitou izolací, první vrstvu ze strany tělesa zajišťuje minerální vlna Rotaflex 80mm, druhou vrstvu tvoří minerální vlna Orsil 50mm vložená pod ocelovým opláštěním kotle.

Regulaci kotle zajišťuje řídicí jednotka, bezpečnostní vybavení tvoří termostatický ventil DN 3/4" (s hasící funkcí), omezovač teploty v rozsahu (90-110°C) s ručním obnovením provozu a koncový spínač, který zabráňuje přeplnění mezizásobníku.

V případě nedostatku místa pro instalaci kotle s příslušenstvím v daném objektu je možné využít tzv. kontejnerové kotelny. Celé zařízení a technologie kotle i se zásobníkem paliva je zabudováno do ocelových modulů, které se osadí přímo vedle vytápěného objektu.



Obr. 2.1: Názorná vizualizace možnosti umístění kotle do kontejnerové (mobilní) kotelny [10]

3. STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY

Stechiometrické výpočty jsou výpočty, jejichž cílem je zjištění objemu potřebného vzduchu pro spalování jednotkového množství paliva a objemu spalin, které při spalování vznikají. Závislost stochiometrických objemů na složení paliva bývá velice významná, např. změnou vlhkosti paliva je potřeba provést nový výpočet.

Základem jsou chemické reakční rovnice, kterým se také nazývají stochiometrické spalovací rovnice a bilance látkových množství.

Příklad: **Spalovací reakce uhlíku a kyslíku:**

C	+	O₂	=	CO₂
1kmol C		1kmol O ₂		1kmol CO ₂
12,01 kg C		32 kg O ₂		44,01 kg CO ₂
12,01 kg C		22,39 m ³ _N O ₂		22,26 m ³ _N CO ₂

Objemové vyjádření spalovací rovnice nám tedy říká, že:

- pro spálení 1kg C je zapotřebí $22,39/12,01=1,865 \text{ m}^3_{\text{N}} \text{ O}_2$
- spálením 1kg C vznikne $22,26/12,01=1,855 \text{ m}^3_{\text{N}} \text{ CO}_2$

Spalovací reakce vodíku a kyslíku:

2H₂	+	O₂	=	2H₂O
2kmoly H ₂		1kmol O ₂		2kmol H ₂ O
4,032 kg H ₂		32 kg O ₂		36,032 kg H ₂ O
4,032 kg H ₂		22,39 m ³ _N O ₂		44,8 m ³ _N H ₂ O

Z objemového vyjádření spalovací rovnice vyplývá, že:

- pro spálení 1kg H₂ je potřeba $22,39/4,032 = 5,553 \text{ m}^3_{\text{N}} \text{ O}_2$
- spálením 1kg H₂ vznikne $44,8/4,032 = 11,111 \text{ m}^3_{\text{N}} \text{ CO}_2$

Spalovací reakce síry a kyslíku:

S	+	O₂	=	SO₂
1kmol S		1kmol O ₂		1kmol SO ₂
32,06 kg S		32 kg O ₂		64,06 kg SO ₂
32,06 kg S		22,39 m ³ _N O ₂		21,89 m ³ _N SO ₂

Objemové vyjádření spalovací rovnice nám tedy říká, že:

- pro spálení 1kg S je zapotřebí $22,39/32,06 = 0,699 \text{ m}^3_{\text{N}} \text{ O}_2$
- spálením 1kg S vznikne $21,89/32,06 = 0,683 \text{ m}^3_{\text{N}} \text{ SO}_2$

Všechny stechiometrické výpočty spalovacích reakcí se provádí za předpokladu normálního stavu (0°C , $101\,325 \text{ Pa}$).

Při výpočtu se vychází ze složení paliva v hmotnostních podílech pro původní neboli surový stav, který se označuje exponentem r (real).

Tuhé palivo je se skládá ze 3 základních složek:

- nejvýznamnější **hořlavina** h, tvořená aktivními prvky (C,H,S) a pasivními složkami (N,O)
- **popelovina** A, jedná se o všechny minerální příměsi v palivu
- **voda** W, celkový obsah vody v palivu (bez ohledu na to, jakým způsobem se do paliva dostala)

Pro návrh kotle bylo použito následující palivo, parametry:

Palivo : dřevní štěpka

Výhřevnost : $15,14 \text{ [MJ/kg]}$

Teplota prostředí: $24,2 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Relativní vlhkost: $38,6 \text{ [%]}$

Přebytek spalovacího vzduchu $\alpha=1,6 \text{ [-]}$

Složení paliva:

Tabulka 3.1: Složení paliva

W^r	C^r	H_2^r	N_2^r	O_2^r	S^r	A^r	suma %
19,38	40,78	5,48	0,08	32,82	0,002	1,48	100

3.1 Výpočet množství vzduchu

Teoretické množství O_2 potřebné ke spálení 1kg paliva (3.1)

$$V_{\text{O}_2\text{T}} = \frac{22,39}{12,01} \cdot C^r + \frac{22,39}{4,032} \cdot H_2^r + \frac{22,39}{32,06} \cdot S^r - \frac{22,39}{32} \cdot O_2^r$$

$$V_{\text{O}_2\text{T}} = \frac{22,39}{12} \cdot 0,4078 + \frac{22,39}{4} \cdot 0,0548 + \frac{22,39}{32} \cdot 0,00002 - \frac{22,39}{32} \cdot 0,3282$$

$$V_{\text{O}_2\text{T}} = 0,838 \text{ [m}^3_{\text{N}}/\text{kg]}$$

Teoretické množství spalovacího vzduchu (3.2)

$$V_{VZ,T} = \frac{V_{O_2,T}}{0,21} = \frac{0,838}{0,21} = 3,990 \text{ [m}_N^3/\text{kg]}$$

Teoretické množství spalovacího vzduchu vlhkého

Součinitel vlhkosti vzduchu: (3.3)

$$v = 1 + \frac{\varphi \cdot p_s}{p_c - \varphi \cdot p_s} = \frac{0,386 \cdot 3000}{101\,325 - 0,386 \cdot 3000} = 1,0117[-]$$

kde je

φ relativní vlhkost [%]

p_s parciální tlak suchého vzduchu při teplotě okolí 24,2°C

p_c celkový tlak vzduchu

(3.4)

$$V_{VZ,T}^V = V_{VZ,T} \cdot v = 4,0366 \text{ [m}_N^3/\text{kg]}$$

Rozdíl vlhkého a suchého vzduchu tedy tvoří objem vodních par připadající na 1m³ suchého vzduchu. (3.5)

$$V_{H_2O} = (v - 1) \cdot V_{VZ,T} = 0,0466 \text{ m}_N^3/\text{kg]}$$

Skutečné množství spalovacího vzduchu suchého (3.6)

$$V_{VZ,SK}^S = V_{VZ,T} \cdot \alpha = 3,990 \cdot 1,6 = 6,384 \text{ [m}_N^3/\text{kg]}$$

Skutečné množství spalovacího vzduchu vlhkého (3.7)

$$V_{VZ,SK}^V = V_{VZ,SK}^S \cdot v = 6,384 \cdot 1,0117 = 6,46 \text{ [m}_N^3/\text{kg]}$$

3.2 Výpočet množství spalin

Teoretický objem suchých spalin

-skládá se z produktů spalování, složek z paliva a ze suchého vzduchu (3.8)

$$V_{SP,T}^S = V_{CO_2} + 0,0003 \cdot V_{VZ,T}^S + V_{SO_2} + \frac{22,4}{28,013} \cdot N^r + 0,7805 \cdot V_{VZ,T}^S + 0,0092 \cdot V_{VZ,T}^S$$

$$V_{SP,T}^S = 3,91 \text{ [m}_N^3/\text{kg]}$$

Objem složek vzniklých spalín

Objem CO₂ ve spalínách (3.9)

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{22,26}{12} \cdot C^r = \frac{22,26}{12} \cdot 0,4078 = 0,76 \text{ [m}_N^3/\text{kg]}$$

Objem SO₂ ve spalínách (3.10)

$$V_{\text{SO}_2} = \frac{22,89}{32,06} \cdot S^r = \frac{22,89}{32,06} \cdot 0,00002 = 0,000014 = 0 \text{ [m}_N^3/\text{kg]}$$

Objem N₂ ve spalínách (3.11)

$$V_{\text{N}_2} = \frac{22,4}{28,013} \cdot N^r + 0,7805 \cdot V_{\text{VZ,T}}^S + 0,0092 \cdot V_{\text{VZ,T}}^S$$

$$V_{\text{N}_2} = \frac{22,4}{28,013} \cdot 0,0008 + 0,7805 \cdot 3,99 + 0,0092 \cdot 3,99 = 3,151 \text{ [m}_N^3/\text{kg]}$$

Objem suchých spalín skutečný (3.12)

-objem suchých spalín bude větší o zbývající vzduch, ze kterého nevznikají spaliny

$$V_{\text{SP,SK}}^S = V_{\text{SP,T}}^S + (\alpha - 1) \cdot V_{\text{VZ,T}}^S = 3,91 + 0,6 \cdot 3,99 = 6,304 \text{ [m}_N^3/\text{kg]}$$

Objem vlhkých spalín

Objem H₂O ve spalínách (3.13)

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{22,39}{2} \cdot H^r + \frac{22,39}{18} \cdot W^r + \alpha \cdot (\nu - 1) \cdot V_{\text{VZ,T}}^S$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{22,39}{2} \cdot 0,0548 + \frac{22,39}{18} \cdot 0,1938 + 1,6 \cdot (1,0117 - 1) \cdot 3,99 = 0,925 \text{ [m}_N^3/\text{kg]}$$

Skutečný objem vlhkých spalín (3.14)

$$V_{\text{SP,SK}}^V = V_{\text{SP,SK}}^S + V_{\text{H}_2\text{O}} = 6,304 + 0,925 = 7,23 \text{ [m}_N^3/\text{kg]}$$

Podíly složek vlhkých spalín v procentech:

$$\text{podíl CO}_2 \text{ v \%} = 0,105 \cdot 100 = \mathbf{10,5\%} \quad (3.15)$$

$$CO_2 = \frac{V_{CO_2}}{V_{SP,SK}} = \frac{0,760}{7,23} = \mathbf{0,105}$$

$$\text{podíl } SO_2 \text{ v } \% = \mathbf{0} \text{ } [\%] \quad (3.16)$$

$$SO_2 = \frac{V_{SO_2}}{V_{SP,SK}} = \frac{0}{7,23} = \mathbf{0}$$

$$\text{podíl } N_2 \text{ v } \% = 0,436 \cdot 100 = \mathbf{43,6} [\%] \quad (3.17)$$

$$N_2 = \frac{V_{N_2}}{V_{SP,SK}} = \frac{3,151}{7,23} = 0,436$$

$$\text{podíl } O_2 \text{ v } \% = 0,058 \cdot 100 = \mathbf{6,9} [\%] \quad (3.18)$$

$$O_2 = \frac{V_{O_2}}{V_{SP,SK}} = \frac{V_{O_2T} \cdot (\alpha - 1)}{7,23} = \frac{0,5028}{7,23} = 0,069$$

$$\text{podíl } H_2O \text{ v } \% = 0,126 \cdot 100 = \mathbf{12,6} [\%] \quad (3.19)$$

$$H_2O = \frac{V_{H_2O}}{V_{SP,SK}} = \frac{0,915}{7,23} = 0,126$$

Hustota spalin

$$\rho_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{V_m} = \frac{44}{22,39} = 1,964 \text{ kg/m}_N^3 \quad (3.20)$$

$$\rho_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{V_m} = \frac{44}{22,39} = 1,964 \text{ kg/m}_N^3 \quad (3.21)$$

$$\rho_{SO_2} = \frac{M_{SO_2}}{V_m} = \frac{44}{22,39} = 1,964 \text{ kg/m}_N^3 \quad (3.22)$$

$$\rho_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{V_m} = \frac{64}{22,39} = 2,857 \text{ kg/m}_N^3 \quad (3.23)$$

$$\rho_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{V_m} = \frac{28}{22,39} = 1,25 \text{ kg/m}_N^3 \quad (3.24)$$

$$\rho_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{V_m} = \frac{18}{22,39} = 0,804 \text{ kg/m}_N^3$$

(3.25)

$$\rho_{sp} = \frac{\rho_{CO_2} \cdot CO_2 + \rho_{SO_2} \cdot SO_2 + \rho_{O_2} \cdot O_2 + \rho_{N_2} \cdot N_2 + \rho_{H_2O} \cdot H_2O}{100}$$

$$\rho_{sp} = \frac{1,964 \cdot 10,5 + 1,964 \cdot 0 + 2,857 \cdot 5,8 + 1,25 \cdot 43,6 + 0,804 \cdot 12,67}{100}$$

$$\rho_{sp} = 1,088 \text{ [kg/m}_N^3\text{]}$$

3.3 Entalpie vzduchu a produktů spalování

Pro vyjádření tepla spalin se používá fyzikální veličiny entalpie, která je pro vyjádření tepelných bilancí vztažena na jednotkové množství paliva.

Vzhledem k tomu, že se v této práci budu dále zabývat i návrhem teplosměnné plochy kotle, bude potřeba znát teplotu spalin na vstupu i na výstupu z výměníku. Teplotu před vstupem do výměníku předpokládám 800°C, teplotu za výměníkem 150°C.

Entalpie spalin vzniklých spálením 1kg pevného paliva vyjádříme:

$$I_{SP} = I_{SP,min} + (\alpha - 1) \cdot I_{VZ,min} \text{ [kJ/kg]} \quad (3.26)$$

Entalpie minimálního množství spalin

$$I_{SP,min} = V_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + V_{N_2} \cdot i_{N_2} + V_{H_2O} \cdot i_{H_2O} \quad (3.27)$$

$$I_{SP,min} = V_{CO_2} \cdot C_{pCO_2} \cdot t_{CO_2} + V_{N_2} \cdot C_{pN_2} \cdot t_{N_2} + V_{H_2O} \cdot C_{pH_2O} \cdot t_{H_2O} \quad (3.28)$$

Výpočet min. množství spalin pro teplotu 800°C (hodnoty potřebné měrné tepelné kapacity pro stanovení jednotlivých entalpií spalin byly odečteny z tabulky níže).

(3.29)

$$I_{SP,min}^{800^\circ C} = 0,76 \cdot 2,13 \cdot 800 + 3,151 \cdot 1,366 \cdot 800 + 0,915 \cdot 1,668 \cdot 800 = 5\,959,4 \text{ [kJ/kg]}$$

Výpočet pro teplotu spalin 150°C:

(3.30)

$$I_{SP,min}^{150^\circ C} = 0,76 \cdot 1,743 \cdot 150 + 3,151 \cdot 1,302 \cdot 150 + 0,915 \cdot 1,513 \cdot 150 = 1\,021,7 \text{ [kJ/kg]}$$

Výpočet entalpie vzduchu pro teploty 800°C a 150°C

$$I_{VZ,min} = V_{VZ,SK}^S \cdot C_{p,vz} \cdot t_{vz} \quad (3.31)$$

$$I_{VZ}^{800^{\circ}\text{C}} = 6,38 \cdot 1,384 \cdot 800 = 7\,068 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.32)$$

$$I_{VZ}^{150^{\circ}\text{C}} = 6,38 \cdot 1,304 \cdot 150 = 1\,248 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.33)$$

VÝSLEDNÉ ENTALPIE SPALIN I_{SP} PRO DANOU TEPLITU

$$I_{SP}^{800^{\circ}\text{C}} = 5\,959,4 + (1,6 - 1) \cdot 7\,068 = 10\,200 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.34)$$

$$I_{SP}^{150^{\circ}\text{C}} = 1\,021,7 + (1,6 - 1) \cdot 1\,248 = 1\,770 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.35)$$

Tabulka 3.2: Měrná tepelná kapacita plynů a vzduchu

Měrná tepelná kapacita plynů a vzduchu [kJ/m ³ ·K]				
plyn	CO ₂	N ₂	H ₂ O	Vzduch
0°C	1,6	1,299	1,494	1,297
50°C	1,65	1,2995	1,499	1,299
100°C	1,7	1,3	1,505	1,3
150°C	1,743	1,302	1,513	1,304
200°C	1,787	1,304	1,522	1,307
300°C	1,863	1,311	1,542	1,317
400°C	1,93	1,321	1,565	1,329
500°C	1,989	1,332	1,59	1,343
600°C	2,041	1,345	1,615	1,357
700°C	2,088	1,359	1,641	1,371
800°C	2,131	1,366	1,668	1,384
900°C	2,169	1,379	1,695	1,398
1000°C	2,203	1,391	1,723	1,41
1100°C	2,234	1,403	1,75	1,421
1200°C	2,263	1,414	1,776	1,433
1300°C	2,289	1,425	1,802	1,443
1400°C	2,313	1,4351	1,828	1,453
1500°C	2,335	1,444	1,852	1,462

4. TEPELNÁ BILANCE KOTLE

Úkolem tepelné bilance kotle je určení účinnosti a spotřeby paliva pro dosažení požadovaných parametrů kotle. K určení účinnosti je nutné znát příkon kotle, který se vyjádří z **redukované výhřevnosti** paliva.

$$Q_{i,red} = Q_i^r + i_p = 15\,140 + 41,697 = 15\,181,7 \text{ [kJ/kg]} \quad (4.1)$$

kde Q_i^r je výhřevnost paliva, i_p je fyzické teplo paliva

Fyzické teplo paliva se určí ze vztahu:

$$i_p = C_p \cdot t_p = 1,723 \cdot 24,4 = 41,697 \text{ [kJ/kg]} \quad (4.2)$$

kde C_p je měrná tepelná kapacita paliva a t_p je teplota paliva

Tepelná kapacita paliva se určí dle vzorce:

$$C_p = C_w \cdot W^r + C_{su} \cdot (1 - W^r) \quad (4.3)$$

$$C_p = 4,19 \cdot 0,1938 + 1,13 \cdot (1 - 0,1938) = 1,723 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]}$$

kde $W^r = 19,38 \text{ [%]}$ je obsah vody v původním vzorku a měrné teplo sušiny pro dřevní štěpku $C_{su} = 1,13 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]}$ a měrné teplo vody $C_w = 4,19 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]}$

4.1 Tepelné ztráty a tepelná účinnost kotle

Účinnost je v technicko-ekonomický ukazatel míry transformace energie v zařízení, udává míru využití energie paliva. Nevyužitá energie představuje ztráty, ať už ve formě tepla, nebo nespáleného paliva. V současné době ještě energii neumíme vyrábět, pouze přeměňovat jeden druh energie na jiný. Účinnost kotlů je možné stanovovat dvěma metodami, přímou a nepřímou.

Přímá metoda vychází z podstaty definice účinnosti, přesné stanovení potřebných vstupů a výstupů však bývá zejména u kotlů spalujících pevná paliva obtížné. Důvodem je například instalovaný mezizásobník, u menších kotlíků činí problém hlavně určení „základní vrstvy“ hořícího paliva na začátku a konci měření účinnosti. Tato metoda se využívá při certifikaci menších teplovodních kotlů dle normy ČSN EN 303-5. Přímá metoda je velmi zatížena chybou měření a z toho důvodu je výhodnější použít pro stanovení účinnosti metodu nepřímou.

Stanovení účinnosti nepřímou metodou je tedy vyjádřením tepelných ztrát kotle, tato metoda se využívá především u kotlů spalujících tuhá paliva na roštu, ve vzhledu či

ve fluidní vrstvě. Analýza jednotlivých ztrát může poskytnout údaj o rezervách a možnostech zvýšení účinnosti zařízení. Tuto informaci přímá metoda neposkytne.

Rozeznáváme pět ztrát kotle:

1. Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanickým nedopalem) - Z_C
2. Ztráta hořlavinou ve spalínách (chemickým nedopalem) - Z_{CO}
3. Ztráta fyzickým teplem spalin (komínová ztráta) - Z_K
4. Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků - Z_F
5. Ztráta sdílením tepla do okolí - Z_O

4.1.1 Ztráta mechanickým nedopalem - Z_C

Ztráta způsobená únikem hořlaviny v tuhých zbytcích se skládá z dílčích ztrát:

$$Z_C = Z_{C\dot{S}} + Z_{CP} + Z_{CU} = 0,223 + 0,103 + 0,174 = 0,327 \text{ [\%]} \quad (4.4)$$

kde $Z_{C\dot{S}}$ je ztráta ve škváře, Z_{CP} je ztráta v propadu a Z_{CU} je podíl popela v úletu

Při výpočtu jednotlivých ztrát se vychází ze vztahu: (4.5)

$$Z_{Ci} = \frac{A^r \cdot X_i \cdot C_i \cdot Q_C}{Q_{i,red} \cdot (1 - C_i)} \cdot 100 \text{ [\%]}$$

Kde je

A^r celkové procento popela v palivu = 1,48 [%]

C_i podíl hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků [%]

X_i podíl popela z celkového množství v palivu pro jednotlivé složky

$$(X_{\dot{S}} + X_P + X_C) = 1 \quad (4.6)$$

Q_C čistá výhřevnost uhlíku = 32 600 [kJ/kg]

$Q_{i,red}$ redukována výhřevnost = 15 181,7 [kJ/kg]

Hodnoty jsem zvolila na základě konzultací a lit.[1]. (4.7)

$$Z_{C\dot{S}} = \frac{A^r \cdot X_{\dot{S}} \cdot C_{\dot{S}} \cdot Q_C}{Q_{i,red} \cdot (1 - C_{\dot{S}})} \cdot 100 = \frac{0,0148 \cdot 0,63 \cdot 0,1 \cdot 32\,600}{15\,181,7 \cdot (1 - 0,1)} \cdot 100 = 0,223 \text{ [\%]} \quad (4.8)$$

$$Z_{CP} = \frac{A^r \cdot X_P \cdot C_P \cdot Q_C}{Q_{i,red} \cdot (1 - C_P)} \cdot 100 = \frac{0,0148 \cdot 0,06 \cdot 0,35 \cdot 32\,600}{15\,181,7 \cdot (1 - 0,35)} \cdot 100 = 0,103 \text{ [\%]} \quad (4.9)$$

$$Z_{CU} = \frac{A^r \cdot X_U \cdot C_U \cdot Q_C}{Q_{i,red} \cdot (1 - C_U)} \cdot 100 = \frac{0,0148 \cdot 0,31 \cdot 0,15 \cdot 32\,600}{15\,181,7 \cdot (1 - 0,15)} \cdot 100 = 0,174 \text{ [\%]}$$

4.1.2 Ztráta chemickým nedopalem - Z_{CO}

Ztráta chemickým nedopalem způsobená únikem hořlaviny ve spalínách vyjadřuje teplo ztracené v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalínách. Dosahuje poměrně malých hodnot, nejvýše kolem desetiny procenta. Vyšších hodnot nabývá např. při menší výhřevnosti, tzn.s menší teplotou plamene.

Určím dle vzorce (4.10)

$$Z_{CO} = (1 - Z_C) \cdot \frac{V_{VZ,SK}^S \cdot \omega_{CO} \cdot Q_{i,CO}}{Q_{i,red}} \cdot 100$$

kde

$$Q_{i,CO} = 12\,600 \text{ [kg/m}_N^3 \text{] [1]}$$

$$\omega_{CO} = 100 \text{ ppm [20]}$$

$$Z_{CO} = (1 - 0,00327) \cdot \frac{5,907 \cdot 0,0001 \cdot 12\,600}{15\,181,7} \cdot 100 = 0,052 \text{ [%]}$$

4.1.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků - Z_F

Jedná se o nevyužité teplo odcházející v tuhých zbytcích. Tato ztráta se obdobně jako ztráta mech.nedopalem skládá ze ztráty ve škváře či strusce, popílku, úletu a propadu.

$$Z_F = Z_{FŠ} + Z_{FP} + Z_{FÚ} = 0,038 + 0,11 + 0,003 = 0,148 \text{ [%]} \quad (4.11)$$

Určím dle vztahu (4.12)

$$Z_{Fi} = \frac{X_i}{1 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot i_i \cdot 100 \text{ [%]}$$

Kde i_i je entalpie tuhých zbytků, kterou určím ze vztahu: (4.13)

$$i_i = t_i \cdot c_i$$

t_i je teplota uvažovaného tuhého zbytku a c_i měrná tepelná kapacita popílku

(4.14)

$$Z_{FŠ} = \frac{X_{Š}}{1 - C_{Š}} \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot i_{Š} \cdot 100 = \frac{0,63}{1 - 0,1} \cdot \frac{0,0148}{15\,181,7} \cdot (600 \cdot 0,93) \cdot 100 = 0,038 \text{ [%]}$$

(4.15)

$$Z_{FP} = \frac{X_P}{1 - C_P} \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot i_P \cdot 100 = \frac{0,06}{1 - 0,35} \cdot \frac{0,0148}{15\,181,7} \cdot (150 \cdot 0,82) \cdot 100 = 0,11 \text{ [%]}$$

(4.16)

$$Z_{FÚ} = \frac{X_{Ú}}{1 - C_{Ú}} \cdot \frac{A^r}{Q_{i,red}} \cdot i_{Ú} \cdot 100 = \frac{0,31}{1 - 0,15} \cdot \frac{0,0148}{15\,181,7} \cdot (100 \cdot 0,8) \cdot 100 = 0,003 \text{ [%]}$$

4.1.4 Ztráta komínová – Z_K

Ztráta způsobená únikem tepla ve spalinách je nejdominantnější, také se jí říká ztráta fyzickým teplem spalin, která ovlivňuje výslednou účinnost kotle nejvýrazněji.

Její hodnotu určím ze vztahu (4.17)

$$Z_K = (1 - Z_C) \cdot \frac{I_{SP}^{t_K, \alpha_K} - \alpha_K \cdot I_{VZ}}{Q_{i,red}} \cdot 100$$

kde

$I_{SP}^{t_K, \alpha_K} = 800$ [kJ/kg] je entalpie spalin při teplotě $t_K=100$ [°C] a přebytku vzduchu α_K za kotlem odečtená z I-t diagramu. $I_{VZ} = 40$ [kJ/kg] je entalpie studeného vzduchu, kdy $t_{VZ} = 24,2$ [°C].

α_K je přebytek spalovacího vzduchu, určím jako poměr vzduchu skutečného ke vzduchu teoreticky potřebnému pro spálení 1kg paliva: (4.18)

$$\frac{V_{VZ,SK}^S}{V_{VZ,T}^S} = \frac{6,38}{3,99} = 1,6$$

Komínová ztráta činí: (4.19)

$$Z_K = (1 - 0,00327) \cdot \frac{800 - 1,6 \cdot 40}{15\,181,7} \cdot 100 = 4,83 \text{ [%]}$$

4.1.5 Ztráta sdílením tepla do okolí - Z_O

Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí zohledňuje množství tepla, které uniká pláštěm kotle do okolí. Především je závislá na kvalitě izolace stěn, způsobu oplechování a bezesporu na velikosti a výkonu kotle.

Základní vztah pro výpočet: (4.20)

$$Z_O = \frac{\lambda_H \cdot \Sigma S_{Hi} \cdot (t_i - t_m) + \lambda_V \cdot \Sigma S_{Vi} \cdot (t_i - t_m)}{P_p} \cdot 100 \text{ [%]}$$

kde je

λ_H součinitel přestupu tepla z vnějšího vodorovného povrchu kotle do okolního prostředí ve [W/(m² · K)]

S_{Hi} plošný obsah dílčí části vnějšího vodorovného povrchu v [m²]

t_i průměrná teplota jednotky plošného obsahu vnějšího povrchu kotle ve [°C]

t_m teplota prostředí (místnosti) [°C]

λ_V součinitel přestupu tepla z vnějšího svislého povrchu kotle do okolního

prostředí [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]

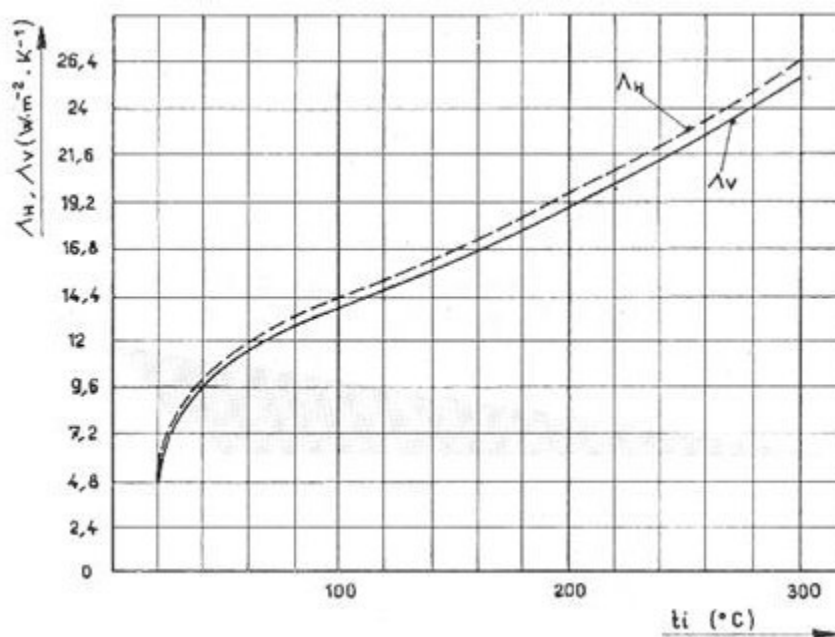
S_{Vi} plošný obsah dílčí části vnějšího svislého povrchu v [m^2]

P_p tepelný příkon kotle ve [W], [16]

Tabulka 4.1: Průměrné teploty stěn a dvířek kotle + rozměry [16]

Průměrné teploty stěn a dvířek kotle + rozměry		
jednotky	$^{\circ}\text{C}$	m
přední stěna	36,5	1,75 x 0,75
zadní stěna	32	1,75 x 0,75
pravá stěna	37,7	1,75 x 0,75
levá stěna	32,5	1,75 x 0,75
horní stěna	42,5	0,75 x 0,72
spodní stěna	31,8	0,75 x 0,72
dvířka	62,8	x

Obr. 4.1: Hodnoty plošné tepelné vodivosti



Přibližné hodnoty plošné tepelné vodivosti vnějšího povrchu kotle (λ_H , λ_V) v závislosti na průměrné teplotě jednotky plošného obsahu povrchu kotle (t_i) [10]

(4.21)

$$Z_0 = \frac{10 \cdot 1,08 \cdot (39,4 - 24,2) + 9,6 \cdot 5,25 \cdot (39,4 - 24,2)}{158\,900} \cdot 100 = 1,5 \text{ [%]}$$

4.2 Tepelná účinnost

Z vypočtených velikostí poměrných tepelných ztrát kotle je možné určit jeho hrubou účinnost nepřímým způsobem:

$$\eta = 100 - \Sigma Z_{Ci} = 100 - 6,857 = 93,14 [\%] \quad (4.22)$$

$$\Sigma Z_{Ci} = Z_C + Z_{CO_2} + Z_K + Z_F + Z_O = 0,327 + 0,052 + 0,148 + 4,83 + 1,5 = 6,857 [\%] \quad (4.23)$$

4.3 Množství paliva

Množství paliva přivedeného do kotle pro zaručení požadovaného tepelného výkonu kotle se určí dle vztahu:

$$M_P = \frac{Q_V}{Q_{i,red} \frac{\eta}{100}} = \frac{150}{15\,181,7 \cdot 0,93} = 0,0106 [\text{kg/s}] \cdot 3600 = 38,25 [\text{kg/h}]$$

5. VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY

Ve spalovací komoře probíhá samotné hoření paliva. Základním požadavkem na výpočet ohniště kotle je, aby došlo ke vznícení a pokud možno k dokonalému prohoření paliva a zároveň by hoření mělo v tomto prostoru skončit.

- pro výpočet spalovací komory jsem volila tyto rozměry:

Šířka: 0,72 [m]

Hloubka: 0,75 [m]

Výška: 1,75 [m]

Objem spalovací komory:

$$V_{sp,k} = \check{s} \cdot h \cdot v = 0,72 \cdot 0,75 \cdot 1,75 = 0,945 [\text{m}^3] \quad (5.1)$$

Povrch spalovací komory + povrch keramické vyzdívky

$$S_{sp,k} = S_{sp,k1} + S_{sp,k2} = 6,225 + 1,65 = 7,875 [\text{m}^2] \quad (5.2)$$

$$S_{sp,k1} = (\check{s} \cdot h \cdot 2) + (\check{s} \cdot v \cdot 2) + (h \cdot v \cdot 2) \quad (5.3)$$

$$S_{sp,k1} = (0,72 \cdot 0,75 \cdot 2) + (0,72 \cdot 1,75 \cdot 2) + (0,75 \cdot 1,75 \cdot 2) = 6,225 [\text{m}^2]$$

$$S_{sp,k2} = (a \cdot b \cdot 2) + (b \cdot c \cdot 4) - (a \cdot b) \quad (5.4)$$

$$S_{sp,k2} = (0,5 \cdot 0,5 \cdot 2) + (0,5 \cdot 0,7 \cdot 4) - (0,5 \cdot 0,5) = 1,65 [\text{m}^2]$$

Účinná sálavá plocha ohniště:

Kde $x_{sp,k}$ je úhlový součitel

$$F_{ús} = S_{sp,k} \cdot x_{sp,k} = 7,875 \cdot 0,95 = 7,48 [\text{m}^2] \quad (5.5)$$

Objemové tepelné zatížení (5.6)

$$q_v = Q_i^r \cdot \frac{M_p}{V_{sp,k}} = 15\,140 \cdot \frac{0,0106}{0,945} = 169 \text{ kW}$$

Plošné tepelné zatížení: (5.7)

$$q_s = Q_i^r \cdot \frac{M_p}{S_{sp,k}} = 15\,140 \cdot \frac{0,0106}{7,48} = 21,35 \text{ [kW/m}^2\text{]}$$

5.1 Teorie výpočtu tepelných bilancí spalovací komory

Z teoretického hlediska je tepelná bilance spalovací komory určena společným působením tří základních druhů přenosu (vedením, prouděním, sáláním).

- **Vedení** existuje v případě nestejně teploty v prostředí a vzniká mezi sousedícími částicemi látky.

- **Proudění** neboli přestup tepla vzniká mezi tekutinou a pevným tělesem.

- **Sálání** odpovídá tepelnému stavu látky a je dáno elektromagnetickým vlněním.

Jako zásadní se ve spalovací komoře jeví sdílení tepla zářením a to zářením v neprůteplivém prostředí spalin, kde je velice podstatný obsah tříatomových plynů, tedy CO₂ a H₂O. Je třeba zohlednit sálání plochy plamene na plochy spalovací komory a rovněž spaliny, čili plynové prostředí na stěny komory. Důležité je i určení tepelného toku ze spalin na stěny komory konvekci.

5.1.1 Záření plamene

Přenos tepla zářením (radiací) se děje přenosem fotonů v prostoru. Během dopadu zářivého toku na hmotné prostředí se tento tok částečně pohltí, částečně odrazí a zbývající část propustí. Při výpočtech záření v dokonalém prostředí se u odvozování základních vztahů počítá s určitým zjednodušením a předpokládá se, že jde o

- Neprůteplivá tělesa
- Lambertův zákon platí pro záření vlastní i odražené v celém rozsahu
- Tělesa jsou neselektivní a dokonale šedá

Při výpočtu je možné převést soustavu na uzavřenou tvořenou dvěma šedými povrchy. Výsledný přenos záření mezi dvěma povrchy představuje stupeň černosti $\epsilon_{1,2}$.

(5.8)

$$\epsilon_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{S_1}{S_2} \cdot \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)} [-]$$

Teplu předané sáláním se stanoví z tohoto vztahu: (5.9)

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{1,2} \cdot C_o \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot S_1 \quad [\text{W}]$$

Kde je

ε_1 emisivita plamene [–]

ε_2 emisivita keramiky [–]

t_1 teplota plamene [K]

t_2 teplota stěny [K]

S_1 plocha plamene [m^2]

5.1.2 Sálání plynů

Záření plynů a par má výrazně selektivní charakter. Vyzařování i pohlcování se uskutečňuje v celém objemu. Při technických výpočtech se využívá vztah pro hustotu tepelného toku předaného stěně.

Sálání mezi stěnami a horkými spaliny vypočtu ze vztahu:

$$q_{p,s} = \varepsilon'_s \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_p \cdot T_1^4 - A_p \cdot T_2^4) \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (5.10)$$

kde je

$$\varepsilon'_s \quad \text{emisivita stěny-keramiky} = 0,5 \cdot (\varepsilon_{\text{ker}} + 1) \quad (5.11)$$

$$l \quad \text{střední délka zářícího paprsku} = 3,4 \cdot \frac{V}{S_2} \quad [\text{m}]$$

V objem prostoru [m^3]

σ Stefan-Boltzmanova konstanta = $5,67 \cdot 10^{-8}$

T_1 teplota plynu [K]

T_2 teplota stěny [K]

ε_p emisivita plynu [–]

p_o atmosférický tlak [Pa]

Potřebné složení spalin: $\text{CO}_2 = 10,5 \text{ [%]}$; $\text{H}_2\text{O} = 12,6 \text{ [%]}$

Parciální tlak CO_2 a H_2O se vypočte z těchto vztahů: (5.12)

$$p_{\text{CO}_2} = p_o \cdot \text{CO}_2 = p_o \cdot \frac{\text{CO}_2}{100} \quad [\text{Pa}]$$

(5.13)

$$p_{H_2O} = p_o \cdot \rho_{H_2O} = p_o \cdot \frac{H_2O}{100} \text{ [Pa]}$$

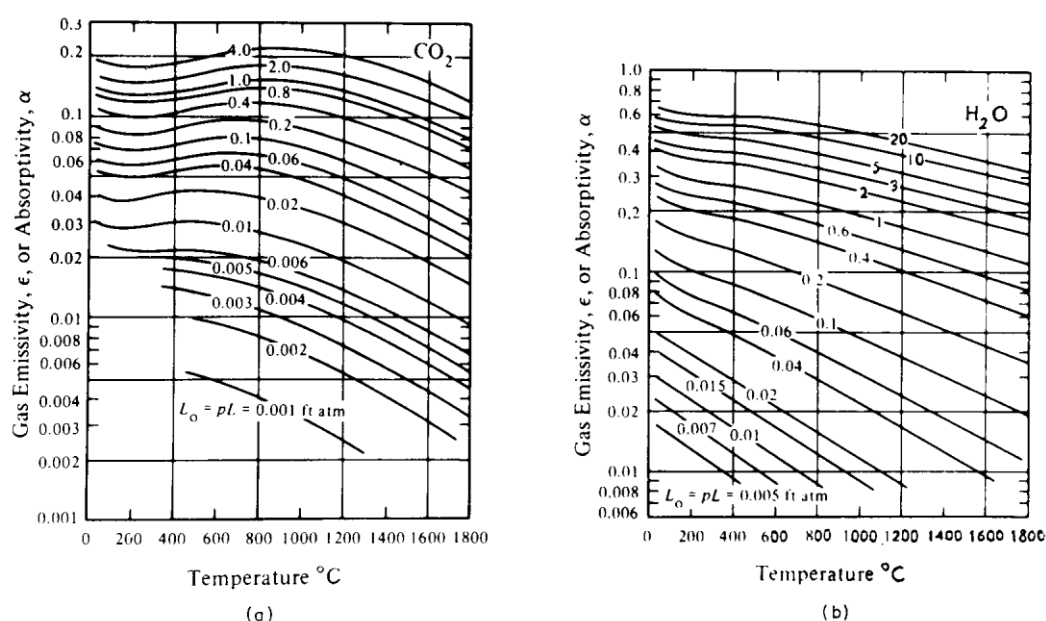
Střední délka zářícího paprsku:

(5.14)

$$l = 3,4 \cdot \frac{V}{S} \text{ [m]}$$

Hodnoty ε_{CO_2} , ε_{H_2O} a korekční součinitel β se odečítají z grafu níže..

Obr. 5.1: Graf závislosti emisivity CO_2 a H_2O [2]



Diagramy pro určení emisivity CO_2 a H_2O v závislosti na teplotě a součinu parciálního tlaku a účinné tloušťky vrstvy.

Stanovení součinitelů pro sálající plyn: (5.15)

Pro teplotu $X^\circ C$ a součin $p \cdot l = m.Pa \rightarrow$ hodnota ε_{CO_2} odečtena z grafu

(5.16)

Pro teplotu $X^\circ C$ a součin $p \cdot l = m.Pa \rightarrow$ hodnota ε_{H_2O} odečtena z grafu

(5.17)

Dále pro $p \cdot l = m.Pa \rightarrow$ hodnota β odečtena z grafu

Emisivita zářících molekul plynu (5.18)

$$\varepsilon_p = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon$$

$\Delta\varepsilon$ je možno zanedbat

Stejným způsobem stanovím emisivity ϵ_{CO_2} , $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ pro teplotu stěny:

(5.19)

Pro teplotu $X^\circ\text{C}$ a součin $p \cdot l = \text{m} \cdot \text{Pa} \rightarrow$ hodnota ϵ_{CO_2} odečtena z grafu

(5.20)

Pro teplotu $X^\circ\text{C}$ a součin $p \cdot l = \text{m} \cdot \text{Pa} \rightarrow$ hodnota $\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ odečtena z grafu

Pohltivost plamene:

(5.21)

$$A_p = \epsilon_{\text{CO}_2} \cdot \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{0,65} + \beta \cdot \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^n$$

$$T_{\text{stěny}} > 900^\circ\text{C} \rightarrow n = 0,4$$

$$T_{\text{stěny}} < 500^\circ\text{C} \rightarrow n = 0,5$$

$$\text{Pro teplotu stěny mezi } 500\text{--}900^\circ\text{C} \rightarrow n=0,45$$

5.1.3 Konvekce plynů

Při výpočtu přenosu tepla konvekcí je neznámou teplotní gradient stěny. Většinou se jedná o velice komplikované úlohy, protože je potřeba spojit rovnice hydrodynamické a tepelné k získání součinitele přestupu tepla α . Z takovýchto diferenciálních rovnic nelze přímo vyjádřit součinitele přestupu a proto byly sestaveny podobnostní kritériální rovnice.

Kritériálních rovnic je uvedeno v literatuře mnoho, některé jsou obecnější, jiné platí pro omezený rozsah. Doporučuje se v případě výpočtů provádět řešení dle několika autorů a výsledky porovnat.

V případě návrhu tohoto teplovodního kotle by bylo možné výpočet proudění (konvekci) spalin řešit jako vynucenou konvekci v kanálech.

Základní výpočet tepelného toku:

$$Q_{\text{konv.}} = \alpha \cdot S \cdot \Delta t \text{ [kW]} \quad (5.22)$$

(5.23)

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} [-] \quad (5.24)$$

(5.25)

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} [-]$$

kde je

α	součinitel přestupu tepla spalin $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$
λ	součinitel tepelné vodivosti $[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$
d	průměr $[\text{m}]$
w	rychlost spalin $[\text{m}/\text{s}]$
Nu	Nuseltovo kritérium $[-]$
Re	Reynoldsovo kritérium $[-]$
Pr	Prandtlovo kritérium $[-]$

5.2 Tepelný výpočet ohniště

S ohledem na skutečnost, že výpočet spalovací komory, ohniště nese s sebou mnoho jevů, které lze obtížně popsat a vystihnout teoretickými poznatky, je nutné zavést do výpočtu i empirický přístup.

Potom je tepelný výpočet ohniště ve spalovací komoře založený na teorii podobnosti v tepelných procesech. Vzorce pro výpočet zahrnují závislosti poměrné teploty spalin na výstupu z ohniště s Boltzmanovým číslem B_o , se stupněm černosti ohniště a_o a součinitelem M , který charakterizuje průběh teploty po výšce ohniště. Dále je výpočet postaven na výše zmíněné teorii podobnosti a vychází z relevantní literatury. Výpočet teoretický, který v této práci neuvádím, pak slouží jako kontrolní.

5.2.1 Určení adiabatické teploty

Teplota hoření (plamene) závisí na teple přivedeném v palivu (tzn. na jeho výhřevnosti a teplotě) a vzduchu. Nepřímo také závisí na množství a složení vlhkých spalin.

Teplota plamene je výchozí hodnotou pro výpočet teploty na konci spalovací komory před vstupem do výměníku. V prvním kroku musím stanovit hodnotu entalpie.

Výpočet entalpie určím dle vztahu: (5.26)

$$I_{sp} = \frac{Q_{vz} + Q_p}{V_{sp:1,6,SK} \cdot M_p} = \frac{2,03 + 160,5}{7,23 \cdot 0,0106} = 2\,121 [\text{kJ}/\text{m}^3]$$

$$Q_{vz} = V_{vz,SK} \cdot M_p \cdot I_{vz} = 7,24 \cdot 0,0106 \cdot 32 = 2,03 [\text{kW}] \quad (5.27)$$

$$I_{vz} = c \cdot t_{vz} = 1,322 \cdot 24,2 = 32 [\text{kJ}/\text{m}^3] \quad (5.28)$$

$$Q_p = M_p \cdot Q_i^r = 0,0106 \cdot 15\,140 = 160,5 [\text{kW}] \quad (5.29)$$

kde je

Q_{vz} teplo dodané se vzduchem

c	měrné teplo vlhkého vzduchu při teplotě nasávaného vzduchu [$\text{kJ} / \text{m}^3 \cdot \text{K}$]
t_{vz}	24°C teplota vzduchu, odpovídá $c = 1,3222$ [$\text{kJ} / \text{m}^3 \cdot \text{K}$]
Q_p	teplo, které vznikne spálením paliva [kW]
M_p	množství paliva přivedeného do kotle [kg/s]

Abychom mohli stanovit pro výše vypočtenou entalpii spalín odpovídající teplotu, je nutné stanovit entalpie pro výše uvedené složení spalín pro předpokládané teploty a mezi těmito hodnotami potom interpolací určit vyhovující teplotu.

Potřebné množství složek spalín, dle kapitoly (3.2).

$$\text{CO}_2 = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{SP}}} = \frac{0,760}{7,23} = 0,105 [\text{m}_N^3/\text{kg}]$$

$$\text{N}_2 = \frac{V_{\text{N}_2}}{V_{\text{SP}}} = \frac{3,151}{7,23} = 0,4358 [\text{m}_N^3/\text{kg}]$$

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{SP}}} = \frac{0,925}{7,23} = 0,1279 [\text{m}_N^3/\text{kg}]$$

$$V_{vz} = \frac{(\alpha - 1) \cdot V_{vz,T}}{V_{\text{SP}}} = \frac{(1,6 - 1) \cdot 4,0366}{7,23} = 0,334 [\text{m}_N^3/\text{kg}]$$

$$\alpha = \frac{V_{vz,SK}}{V_{vz,T}} = \frac{6,46}{4,0366} = 1,6$$

Součinitel přebytku vzduchu α bývá definován jako poměr objemu skutečného vlhkého vzduchu, který je přiváděn do ohniště k teoretickému objemu vlhkého vzduchu potřebného pro dokonalé spalování.

$$I_{\text{SP},1000^\circ\text{C}} = \text{CO}_2 \cdot i_{\text{CO}_2} + \text{N}_2 \cdot i_{\text{N}_2} + \text{H}_2\text{O} \cdot i_{\text{H}_2\text{O}} + V_{vz} \cdot c_p \cdot t_{vz} \quad (5.30)$$

$$I_{\text{SP},1000^\circ\text{C}} = 0,105 \cdot 2\,204 + 0,4358 \cdot 1\,397 + 0,1279 \cdot 1\,723 + 0,334 \cdot 1,41 \cdot 1\,000$$

$$I_{\text{SP},1000^\circ\text{C}} = 1\,531,5 [\text{kJ}/\text{m}^3]$$

$$I_{\text{SP},1300^\circ\text{C}} = \text{CO}_2 \cdot i_{\text{CO}_2} + \text{N}_2 \cdot i_{\text{N}_2} + \text{H}_2\text{O} \cdot i_{\text{H}_2\text{O}} + V_{vz} \cdot c_p \cdot t \quad (5.31)$$

$$I_{\text{SP},1300^\circ\text{C}} = 0,105 \cdot 2\,977 + 0,4358 \cdot 1\,860,3 + 0,1279 \cdot 2\,344 + 0,334 \cdot 1,443 \cdot 1\,300$$

$$I_{SP,1300^{\circ}\text{C}} = 2\,049,65 \text{ [kJ/m}^3\text{]}$$

$$I_{SP,1500^{\circ}\text{C}} = \text{CO}_2 \cdot i_{\text{CO}_2} + \text{N}_2 \cdot i_{\text{N}_2} + \text{H}_2\text{O} \cdot i_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{vz}} \cdot c_p \cdot t \quad (5.32)$$

$$I_{SP,1500^{\circ}\text{C}} = 0,105 \cdot 3\,502,5 + 0,4358 \cdot 2\,175 + 0,1279 \cdot 2\,779,5 + 0,334 \cdot 1,462 \cdot 1\,500$$

$$I_{SP,1500^{\circ}\text{C}} = 2\,403,6 \text{ [kJ/m}^3\text{]}$$

Interpolací bylo zjištěno, že adiabatická teplota v ohništi je rovna $\vartheta_a = 1\,340 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$.

5.2.2 Poměrná teplota spalin

Základem výpočtu je Gurvičův poloempirický vztah pro poměrnou teplotu spalin na výstupu z ohniště:

$$\theta_o = \frac{T_o}{T_a} = \frac{1}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}}$$

kde je

T_o absolutní teplota spalin na výstupu z ohniště [K]

T_a teoretická teplota při spalování (adiabatické spalování) [K]

B_o Boltzmanovo číslo [–]

a_o stupeň černosti ohniště [–]

M součinitel charakterizující průběh teploty po výšce ohniště [–]

Teoretická teplota spalin na výstupu z ohniště pak bude:

(5.34)

$$\vartheta_o = \frac{\vartheta_a + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{B_o}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1\,340 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,118}{0,145}\right)^{0,6}} - 273,15 = 788 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

Teoretickou teplotu ϑ_a určím z užitečného tepla I_u uvolněného během spalování, které je rovno entalpii spalin při teplotě teoretické. Jelikož jsou některé veličiny potřebné k výpočtu závislé na teplotě ϑ_o musíme nejprve tuto teplotu zvolit (zvolila jsem teplotu 800°C). Na základě zvolené teploty se vypočítají neznámé závislé parametry, se kterými se dopočítá hledaná koncová teplota. Dále se porovná koncová teplota zvolená a teplota vypočtená. V konečném výsledku by se tyto teploty neměly lišit o více než 20°C . Pokud by teploty nebyly v požadované toleranci, musí se výpočet opakovat s použitím vypočtené teploty.

Teoretická teplota spalin na výstupu z ohniště vychází v mém případě 788°C, což splňuje podmínku a mohu s navrhovanou teplotou 800°C pracovat pro další výpočet.

5.2.3 Součinitel M (5.35)

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_0 = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59$$

x_0 - je volena pro roštová ohniště s tenkou vrstvou

5.2.4 Boltzmanovo číslo (5.36)

$$B_o = \frac{\varphi \cdot M_p \cdot O_{sp} \cdot C}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \Psi \cdot F_{ús} \cdot T_a^3} = \frac{0,984 \cdot 0,0106 \cdot 9,575}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,38 \cdot 7,48 \cdot 1\,613^3} = \frac{0,099}{0,68} = 0,145[-]$$

φ	součinitel uchování tepla [-]
M_p	množství spáleného paliva [kg/s]
$S_{sp,k}$	celkový povrch stěn ohniště [m ³]
$O_{sp} \cdot C$	střední celkové měrné teplo spalin [kJ/kg]
$5,7 \cdot 10^{-11}$	Boltzmannova konstanta absolutně černého tělesa [-]
Ψ	střední hodnota součinitele tepelné efektivnosti stěn [-]
T_a	teoretická teplota plamene [K] dle (5.1)

Součinitel uchování tepla (5.37)

$$\varphi = 1 - \frac{Z_o}{\eta_k + Z_o} = 1 - \frac{1,5}{93,183 + 1,5} = 0,984 [-]$$

kde je

Z_o	ztráta sdílením tepla do okolí [%]
η_k	tepelná účinnost kotle [%]

Střední celkové měrné teplo spalin (5.38)

$$O_{sp} \cdot C = \frac{I_u - I_{SP,800^\circ C}}{\vartheta_a - \vartheta_o} = \frac{15\,371 - 10\,200}{1\,340 - 800} = 9,575 \text{ [kJ/kg]}$$

kde je

I_u	teplo uvolněné v ohništi [kJ/kg]
$I_{SP,800^\circ C}$	entalpie spalin na výstupu z ohniště [kJ/kg] (3.3)
ϑ_o	teplota spalin na výstupu z ohniště [°C]
ϑ_a	adiabatická teplota plamene [°C]

(5.39)

$$I_u = Q_{i,red} \cdot \frac{100 - Z_{co} - Z_c + Z_{fs}}{100 - Z_c} + Q_{vz}$$

$$I_u = 15\,181,7 \cdot \frac{100 - 0,049 - 0,327 + 0,038}{100 - 0,327} + 191,5$$

$$I_u = 15\,371,5 \text{ [kJ/kg]}$$
(5.40)

$$Q_{vz} = \frac{2,03}{0,0106} = 191,5 \text{ [kJ/kg]}$$

Součinitel tepelné efektivity stěn: (5.41)

$$\Psi = x \cdot \xi = 0,95 \cdot 0,4 = 0,38 \text{ [-]}, \text{ dle [1]}$$

5.2.5 Stupeň černosti ohniště pro roštová ohniště (5.42)

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{S_{sp,k}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \Psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{S_{sp,k}}\right)}$$

$$a_o = \frac{0,244 + (1 - 0,244) \cdot \frac{0,25}{7,875}}{1 - (1 - 0,244) \cdot (1 - 0,38) \cdot \left(1 - \frac{0,25}{7,875}\right)} = 0,118 \text{ [-]}$$

kde je

a_{pl} efektivní stupeň černosti plamene [-]

R plocha hořící vrstvy na roštu [m²]

$S_{sp,k}$ celkový povrch stěn ohniště [m²]

Plocha hořící vrstvy na roštu:

$$R = 0,5 \cdot 0,5 = 0,25 \text{ [m}^2\text{]}$$
(5.43)

5.2.6 Efektivní stupeň černosti

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-6,495 \cdot 0,1 \cdot 0,432} = 0,244 \text{ [-]}$$
(5.44)

kde je

e Eulerovo číslo [-]

$k \cdot p \cdot s$ součinitel zeslabení sáláním [1/m · MPa]

Součinitel zeslabení sáláním:

$$k = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + k_k \cdot x_1 \cdot x_2)$$
(5.45)

$$k = (6,48 + 0,00015 + 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03)$$

$$k = 6,495 \text{ [1/m · MPa]}$$

kde je

$k_p \cdot \mu$	součinitel zeslabení popílkovými částicemi [1/m · MPa]
$k_{SP} \cdot r_{SP}$	součinitel zeslabení sálání tříatomových plynů [1/m · MPa]
k_k	součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi [–], dle [1]
x_1	funkční hodnota paliva [–], dle [1]
x_2	funkční hodnota způsobu spalování [–], dle [1]
p	tlak v ohništi [MPa]
s	účinná tloušťka sálavé vrstvy [m]

Součinitel zeslabení popílkovými částicemi: (5.46)

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{1\,073^2 \cdot 20^2}} \cdot 0,122 = 0,00015 \text{ [1/m · MPa]}$$

μ koncentrace popílku ve spalínách

d střední efektivní průměr částíček popílku, dle [1]

Součinitel zeslabení sálání je závislý na součiniteli zeslabení sálání tříatomových plynů: (5.47)

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{SP} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_0}{1000} \right) \cdot r_{SP} \text{ [1/m · MPa]}$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,128}{3,16 \cdot \sqrt{0,0232 \cdot 0,432}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1\,073}{1000} \right) \cdot 0,232 = 6,48 \text{ [1/m · MPa]}$$

Stanovení objemových částí tříatomových plynů: (5.48)

$$r_{SP} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,105 + 0,128 = 0,232[-] \quad (5.49)$$

$$r_{RO_2} = \frac{V_{CO_2} + V_{SO_2}}{V_{SP,SK}} = \frac{0,76 + 0}{7,23} = 0,105[-] \quad (5.50)$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{SP,SK}} = \frac{0,925}{7,23} = 0,128 [-]$$

$$\text{Parciální tlak spalín } p_{SP} = p \cdot r_{SP} = 0,1 \cdot 0,232 = 0,0232 \text{ [MPa]} \quad (5.51)$$

$$\text{Účinná tloušťka sálavé vrstvy} \quad (5.52)$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_{sp,k}}{S_{sp,k}} = 3,6 \cdot \frac{0,945}{7,875} = 0,432 \text{ [m]}$$

Koncentrace popílku ve spalínách (5.53)

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{V_{SP,SK}} \cdot \frac{X_p}{100} = \frac{10 \cdot 1,48}{7,23} \cdot \frac{6}{100} = 0,122 \text{ [kg/kg]}$$

hodnoty popelovin dle (4.1.1)

5.2.7 Výpočet tepelných toků

Množství tepla zachyceného v ohništi (5.54)

$$Q_o = V_{SP,SK} \cdot (I_u - I_{SP,800^\circ C}) = 7,23 \cdot (15\,371 - 10\,200) = 37\,386 [W] = 37,4 [kW]$$

Střední tepelné zatížení stěn ohniště: (5.55)

$$q_s = \frac{\varphi \cdot M_{pv} \cdot (I_u - I_{SP,850^\circ C})}{F_{ús}} = \frac{0,984 \cdot 0,0106 \cdot (15\,371 - 10\,200)}{7,48} = 7,2 [kW/m^2]$$

(5.56)

$$Q_s = 7,2 \cdot S_{sp,k} = 7,9 \cdot 7,875 = 56,8 [kW]$$

Stanovení tepelného toku spalín do výměníku:

Množství tepla zachyceného v ohništi bylo vypočteno a činí 37,4 kW. Požadovaný výkon kotle je 150 kW, rozdílem těchto dvou hodnot získávám příkon vody ve výměníku, což je **P_{vody} = 112,6 kW**.

6. NÁVRH VÝMĚNÍKU SPALINY-VODA

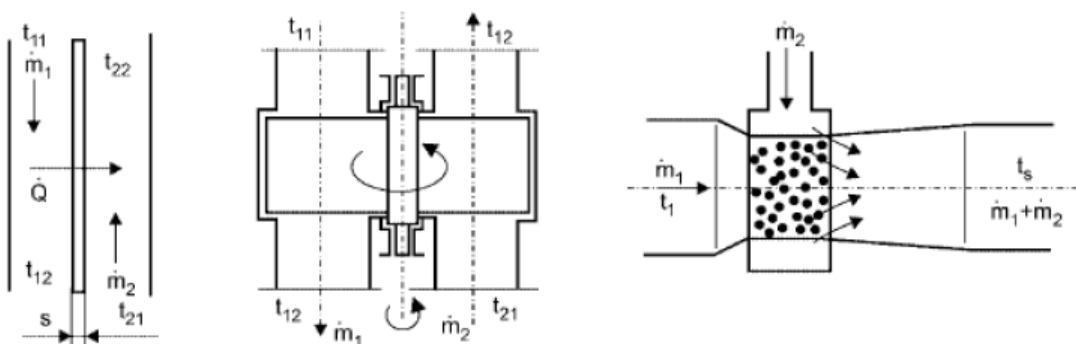
Výměníky jsou zařízení sloužící k průběžnému nebo přerušovanému předávání tepelné energie za pomoci proudících médií.

Dle konstrukce dělíme výměníky:

1/ REKUPERAČNÍ – obě média, ohříváné i ohřívající jsou oddělena nepropustnou stěnou s určitou tloušťkou a o teplosměnných plochách s_1 a s_2 na stranách obou médií.

2/ REGENERAČNÍ – ohříváné médium opakovaně proudí s časovým požděním za ohřívajícím médiem do vymezeného prostoru, které vyplňuje pevný zprostředkující element a přijímá z něho teplo dříve přivedené ohřívajícím médiem.

3/ SMĚŠOVACÍ – médium ohříváné a ochlazované se v tomto výměníku směšují a vytvářejí směs.



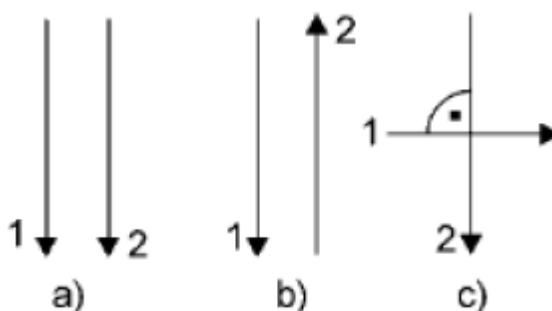
Obr. 6.1: Typy výměníků – rekuperační, regenerační a směšovací

Dále je možné dělit výměníky podle účelu:

- 1/ ohříváky
- 2/ chladiče
- 3/ výparníky a odparky
- 4/ kondenzátory
- 5/ přehříváky a mezipřehříváky
- 6/ sušárny
- 7/ termické odplyňovány
- 8/ otopná tělesa ústředního vytápění

Podle vzájemného směru proudění teplosměnných médií dělíme výměníky:

- a/ souproudé – osy proudů obou médií jsou rovnoběžné
- b/ protiproudé – směry proudů jsou rovnoběžné a mají opačný smysl
- c/ křížové – osy proudů jsou mimoběžné, ale v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90°



Obr. 7.2: Proudění ve výměnících

Pro teplovodní kotel spalující dřevní štěpku je třeba navrhnout výměník spaliny – voda, který bude jedinou teplosměnnou plochou roštového kotle.

Nejdříve je potřeba vypočítat hmotnostní průtok vody a na základě této hodnoty budu později volit množství spalin tak, aby rozdíl entalpií na vstupu a výstupu z výměníku a jejich množství předaly požadovaný výkon do topné vody.

6.1 Základní bilanční rovnice

$$P_{\text{vod}} = \dot{m}_{\text{vod}} \cdot C_{\text{vody, stř}} \cdot (t_{12} - t_{11}) = M_p \cdot (t_{22} - t_{21}) = k \cdot S \cdot \Delta t_{\text{ln}} \quad (6.1)$$

$$\dot{m}_{\text{vod}} = \frac{P_{\text{vod}}}{C_{\text{vody, stř}} \cdot (t_{12} - t_{11})} = \frac{112,6}{4,19 \cdot (80 - 60)} = 1,34 \text{ [kg/s]} \quad (6.2)$$

Kde je

P_{vod} požadovaný výkon na straně vody [kW]

\dot{m}_{vod}	hmotnostní průtok vody [kg/s]
t_{12}	teplota vstupní vody [°C]
t_{11}	teplota výstupní vody [°C]
t_{22}	teplota vstupujících spalin [°C]
t_{21}	teplota vystupujících spalin [°C]
$C_{\text{vody, stř}}$	měrná tepelná kapacita vody [kJ/kg · K]

6.2 Určení objemu spalin při střední teplotě

Výpočtem hodnoty množství paliva stanovíme množství spalin uvolněných za sekundu V_{sp}^0 , který je potřeba přepočítat na objem spalin $V_{\text{sp}}^{\text{stř}}$ při střední teplotě $t_{\text{sp, stř}}$.

$$V_{\text{sp}}^0 = M_p \cdot V_{\text{SP, SK}}^V = 0,0106 \cdot 7,23 = 0,076 \text{ [m}_n^3/\text{s]} \quad (6.3)$$

(6.4)

$$t_{\text{sp, stř}} = \frac{t_{22} + t_{21}}{2} = \frac{830 + 150}{2} = 490 \text{ [°C]}$$

(6.5)

$$V_{\text{sp}}^{\text{stř}} = V_{\text{sp}}^0 \cdot \frac{273,15 + t_{\text{sp, stř}}}{273,15} = 0,076 \cdot \frac{273,15 + 490}{273,15} = 0,212 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

kde je

V_{sp}^0 množství spalin uvolněných za sekundu [m_n^3/s]

$V_{\text{sp}}^{\text{stř}}$ průtok spalin výměníkem [m^3/s]

$t_{\text{sp, stř}}$ střední teplota spalin [°C]

M_p množství paliva [kg/s]

Tabulka 6.1: Vstupní parametry potřebné pro výpočet výměníku

značka	jednotka	popis veličiny	hodnota
t_{22}	°C	Teplota spalin při vstupu do výměníku	800
t_{21}	°C	Teplota spalin při výstupu z výměníku	150
t_{11}	°C	Teplota vody na vstupu do výměníku	60
t_{12}	°C	Teplota vody na výstupu z výměníku	80
\dot{m}_{vod}	kg/s	Hmotnostní průtok vody výměníkem	1,34
M_p	kg/s	Množství paliva	0,0106
$V_{\text{SP}}^{\text{stř}}$	m^3/s	Průtok spalin výměníkem	0,212
P_{vod}	kW	Výkon výměníku na straně vody	112,6

Nyní mám vypočteny všechny potřebné veličiny pro další postup.

Při dalším výpočtu vycházím opět z bilanční rovnice

(6.6)

$$P_{\text{vod}} = k \cdot S \cdot \Delta t_{\text{ln}} \text{ [kW]}$$

kde je

k součinitel prostupu tepla [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]

S výhřevná plocha [m^2]

O_c obvod žárových trubek [m]

L délka těchto trubek [m]

Δt_{ln} střední logaritmický teplotní spád [-]

6.3 Střední logaritmický teplotní spád pro protiproudý výměník

(6.7)

$$\Delta t_H = t_{22} - t_{12} = 800 - 80 = 720$$

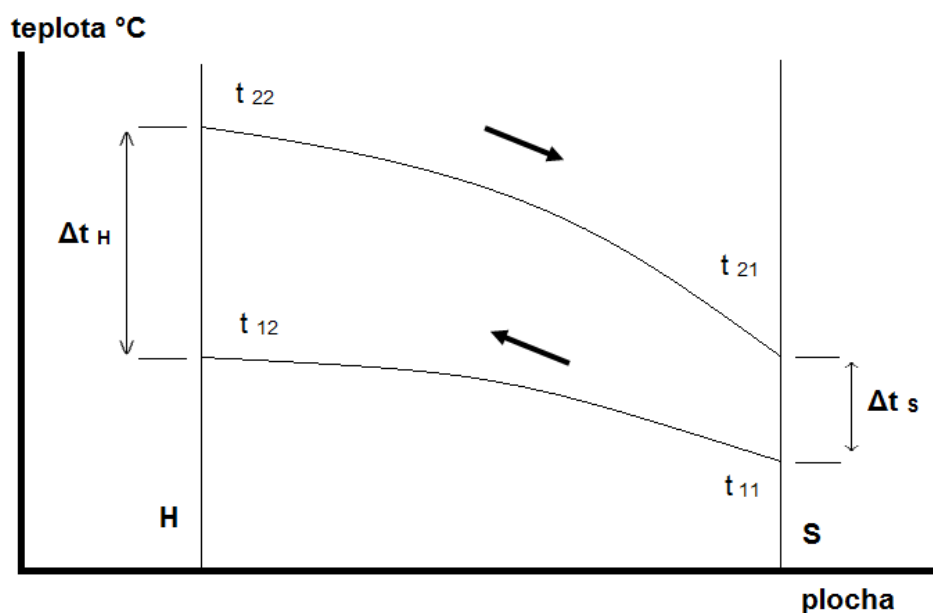
(6.8)

$$\Delta t_S = t_{21} - t_{11} = 150 - 60 = 90$$

(6.9)

$$\Delta t_{\text{ln}} = \frac{\Delta t_H - \Delta t_S}{\ln \frac{\Delta t_H}{\Delta t_S}} = \frac{720 - 90}{\ln \frac{720}{90}} = 302,9$$

Obr. 6.3: Schéma protiproudého výměníku



6.4 Součinitel přestupu tepla

(6.10)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_v}} = \frac{1}{\frac{1}{12,8} + \frac{0,004}{40} + \frac{1}{100}} = 11,36 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

kde je

α_1 součinitel přestupu tepla [W/m² · K]

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s = 3,5 + 9,3 = 12,8 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

kde je

α_k součinitel přestupu tepla konvekcí [W/m² · K]

α_s součinitel přestupu tepla sáláním [W/m² · K]

α_v součinitel přestupu tepla na straně vody [W/m² · K]

6.4.1 Součinitel přestupu tepla konvekcí

Hodnoty jsou vztaženy ke střední teplotě spalin

(6.11)

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_1} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_1}{v_{sp}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{sp}^{0,4} = 0,023 \cdot \frac{0,078}{0,1} \cdot \left(\frac{0,9 \cdot 0,1}{96,4 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,63^{0,4}$$

$$\alpha_k = 3,5 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

kde je

λ_{sp} součinitel tepelné vodivosti spalin [W/m · K]

d_1 vnitřní průměr trubky 100[mm]=0,1 [m], trubka normalizovaný rozměr 108x4mm

v_{sp} kinematická vazkost spalin [m²/s], volím $96,4 \cdot 10^{-6}$ [m²/s]

$Pr_{sp}^{0,4}$ Prandtlovo kritérium=0,63

w_{sp} rychlost spalin [m/s]

Pro výpočet rychlosti v trubkách musím zvolit počet trubek v jednom tahu výměníku, volím $z = 30ks$

(6.12)

$$w_{sp} = \frac{V_{sp}^{stř}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z} = \frac{0,212}{\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 30} = 0,9 \text{ [m/s]}$$

Výměník tedy bude dvoutahový.

6.4.2 Součinitel přestupu tepla sáláním (6.13)

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot T^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)^{3,6}}{1 - \left(\frac{T_z}{T}\right)} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,105 \cdot 763^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{823}{763}\right)^{3,6}}{1 - \left(\frac{823}{763}\right)} = 9,3 \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

Kde je

a_{st} stupeň černosti povrchu stěn, volím 0,8

a stupeň černosti zaprášených spalin

T absolutní střední teplota spalin [K]

$$T_z = T + \Delta T, \text{ kde } \Delta T = 60 \text{ [K]} \quad (6.14)$$

Efektivní stupeň černosti (6.15)

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-12,4 \cdot 0,1 \cdot 0,09} = 0,105 \quad [-]$$

kde je

e Eulerovo číslo

$k \cdot p \cdot s$ součinitel zeslabení sáláním

Součinitel zeslabení sáláním:

$$k \cdot p \cdot s_s = (k_{SP} \cdot r_{SP} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s_s \quad (6.16)$$

- druhý člen ($k_p \cdot \mu$) je možno u roštových kotlů zanedbat

$$k = k_{SP} \cdot r_{SP} = 12,4 \quad (6.17)$$

Součinitel zeslabení sálání je závislý na součiniteli zeslabení sálání tříatomových plynů: (6.18)

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{SP}}{\sqrt{p \cdot r_{SP} \cdot s_s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T}{1000} \right) \cdot r_{SP} \quad [1/\text{m} \cdot \text{MPa}]$$

$$k_{SP} \cdot r_{SP} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,232}{\sqrt{0,1 \cdot 0,232 \cdot 0,09}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{763}{1000} \right) \cdot 0,232 = 12,4 \quad [1/\text{m} \cdot \text{MPa}]$$

Stanovení objemových částí tříatomových plynů:

$$r_{SP} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,105 + 0,128 = 0,232 \quad [-] \quad (6.19)$$

(6.20)

$$r_{\text{RO}_2} = \frac{V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2}}{V_{\text{SP,SK}}} = \frac{0,76 + 0}{7,23} = 0,105[-]$$

(6.21)

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{SP,SK}}} = \frac{0,925}{7,23} = 0,128 [-]$$

Tlak spalin $p = 0,1 [\text{MPa}]$

Sálavá délka (6.22)

$$s_s = 0,9 \cdot d_1 = 0,9 \cdot 0,1 = 0,09 [\text{m}]$$

6.5 Určení velikosti výhřevné plochy

Vycházím z bilanční rovnice: $P_{\text{vod}} = k \cdot S \cdot \Delta t_{\text{ln}}$ (6.23)

Celková výhřevná plocha výměníku:

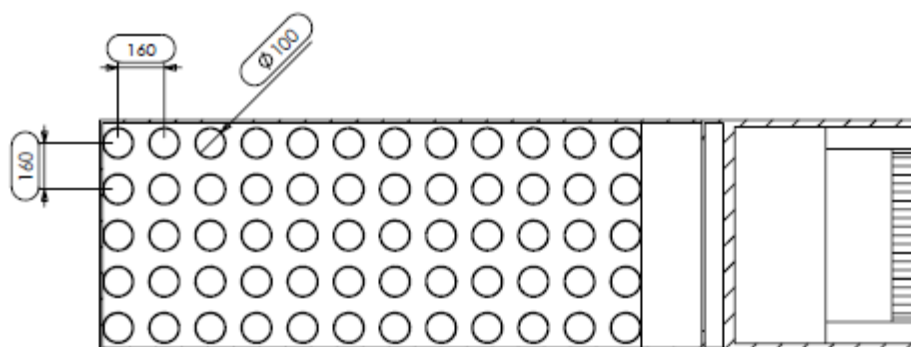
$$S = \frac{P_{\text{vod}}}{k \cdot \Delta t_{\text{ln}}} = \frac{112,6 \cdot 10^3}{11,36 \cdot 302,9} = 32,7 [\text{m}^2]$$

$$S = \pi \cdot d \cdot L \cdot z \rightarrow$$
 (6.24)

Celková délka trubky: (6.25)

$$L = \frac{S}{\pi \cdot d \cdot z} = \frac{32,7}{\pi \cdot 0,1 \cdot 30} = 3,5 [\text{m}]$$

Jelikož jsem výměník volila jako dvoutahový, bude délka trubky jednoho tahu 1,75 m.

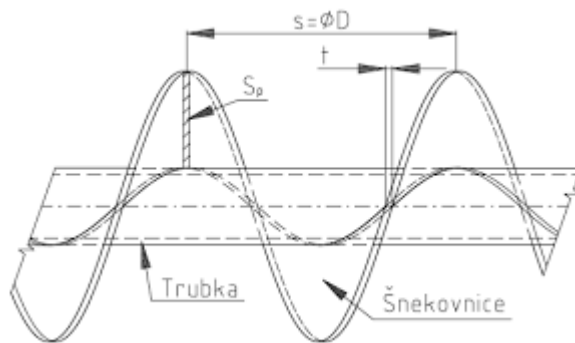


Obr. 6.4 Schéma výměníku v řezu

7. NÁVRH DOPRAVY PALIVA DO SPALOVACÍ KOMORY

7.1 Návrh šnekovnice

Šnekovnice tvoří pracovní část zásobníku paliva. Při návrhu se vychází z vypočteného množství paliva.



Obr.7.1 Šnekovnice

Rozměry šnekovnice:

$$R_1 = 0,100 \text{ m}$$

$$R_2 = 0,036 \text{ m}$$

$$S = 0,160 \text{ m}$$

$$M_p = 0,0106 \text{ kg/s}$$

Objemové množství dopraveného materiálu za jednu otočku (7.1)

$$V_{p,1ot} = \left(\frac{\pi \cdot R_1^2 - \pi \cdot R_2^2}{6} \right) \cdot S = \frac{\pi \cdot 0,1^2 - \pi \cdot 0,036^2}{6} \cdot 0,16 = 0,00073 [\text{m}^3]$$

Množství paliva dopraveného za jednu otočku (7.2)

$$M_{p,1ot} = V_{m,1ot} \cdot \rho_p = 0,00073 \cdot 350 = 0,255 [\text{kg}]$$

Čas otočení (7.3)

$$t_{1ot} = \frac{M_{p,1ot}}{M_p} = \frac{0,255}{0,0106} = 24,05 [\text{s}]$$

Počet otáček za minutu (7.4)

$$n = \frac{60}{t_{1ot}} = \frac{60}{24,05} = 2,5 [\text{ot/min}]$$

8. NÁVRH PROVOZNÍHO ZÁSOBNÍKU PALIVA

Při návrhu provozního zásobníku paliva pro kontinuální provoz při jmenovitém zatížení 150kW předpokládám zásobu paliva alespoň na 1den.

Potřebné parametry:

M_p hmotový tok paliva – 38,2 [kg/hod]

M_s sypná hmotnost štěrky při vlhkosti paliva 19,38% činí 485 [kg/m³]

Spotřeba paliva na 1den = 38,2·24h = 916,8 [kg/den]

Objem zásobníku bude 2m³.

Dopravu paliva ze zásobníku skladovacího do provozního navrhuji jako dopravu pásovou.

9. NÁVRH PŘÍVODU SPALOVACÍHO VZDUCHU

Při stanovení množství přiváděného spalovacího vzduchu vycházím z hodnot vypočtených v kapitole 3.

Pro proces spalování je nutné přivést i odpovídající přebytek vzduchu ($\alpha=1,6$).

Skutečné množství spalovacího vzduchu suchého je rovno součinu vzduchu teoreticky potřebnému pro spálení 1kg paliva a přebytku spalovacího vzduchu α .

$$V_{VZ,SK}^S = V_{VZ,T} \cdot \alpha = 3,990 \cdot 1,6 = 6,384 \text{ [m}_N^3/\text{kg]}$$

Přepočet množství spalovacího vzduchu provádím pro skutečně zadané podmínky:

Atmosférický tlak – 99 250 Pa a teplota okolí – 24,2°C

Množství paliva přivedeného do kotle – 0,0106 kg/s (9.1)

$$\frac{p_n \cdot V_{VZ,SK}^S}{T_n} = \frac{p_s \cdot V_{VZ,I+II}}{T_s} \quad (9.2)$$

$$V_{VZ,I+II} = \frac{p_n \cdot V_{VZ,SK}^S \cdot T_n}{T_n \cdot p_s} = \frac{101\,325 \cdot 6,384 \cdot 297,35}{273,15 \cdot 99\,250} = 7,095 \text{ [m}^3/\text{kg]}$$

Spalováním přiváděného množství paliva, vypočteného dle kap.4 je celkové množství primárního a sekundárního vzduchu rovno:

$$V_{VZ,I+II} = V_{VZ,I+II} \cdot M_p = 7,095 \cdot 0,0106 = 0,075 \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (9.3)$$

Sekundární spalovací vzduch je přiváděn 4 trubkami o průměru 21,3mm, rychlostí $c=6\text{m/s}$ do oblasti plamene. Detailní řešení bude předmětem optimalizace, která bude provedena na zkušebně.

(9.4)

$$V_{VZ,II} = 4 \cdot \frac{\pi \cdot 0,021^2}{4} \cdot c = 0,008 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

Výpočet primárního vzduchu:

$$V_{VZ,I} = V_{VZ,I+II} - V_{VZ,II} = 0,075 - 0,008 = 0,067 \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (9.5)$$

Procentuální poměr primárního a sekundárního vzduchu z celkového množství přiváděného vzduchu je 11% a 89%.

Primární vzduch bude přiváděn do hořáku, sekundární do úrovně plamene.

Navrhuji dva samostatné ventilátory, každý pro daný vzduch, jejichž optimální poměr průtoků vzduchu bude možné určit a nastavit v průběhu optimalizací zařízení.

10. POROVNÁNÍ INVESTIČNÍCH NÁKLADŮ

V této kapitole jsem zpracovala orientační náklady na dvě varianty řešení konceptu kotelny a to ve smyslu rekonstrukce stávající kotelny vs. Kotelny dodané ve formě kontejnerové. Jedná se o výpočet investičních nákladů, který je přibližný, ale který dává podklad pro další ekonomickou rozvahu.

10.1 Varianta rekonstrukce stávající kotelny

Rekonstrukce stávající kotelny	
Kotel na štěpku o požadovaném výkonu 150kW	
Cenová kalkulace	
3m podavače a protipožární rotační klapky	730 800 Kč
další vybavení:	
Zhašovací podavače	2 400 Kč
Recirkulace spalín	11 600 Kč
Řízení zpátečky-čerpadlo	48 530 Kč
Řízení AKU nádrže	1 690 Kč
Akumulační nádoba o objemu 2 200l, včetně izolace	47 160 Kč
Celková cena v Kč bez DPH	842 180 Kč
V ceně je zahrnuto:	
doprava	
smontování	
uvedení do provozu	
kompletní regulace procesu spalování v závislosti na obsahu	
zbytkového kyslíku ve spalínách	
kompletnost řízení přísunu paliva + odpopelňování	
zaškolení obsluhy	
regulace lopotného systému	
řízení dvou otopných okruhů	

10.2 Varianta umístění kotle do mobilního kontejneru

Kotel 150kW a mobilní kotelna (včetně skladu paliva)	
Cenová kalkulace	842 180
Kotel 150kW	
2 x ISO kontejner	152 000
úprava Iso kontejnerů (vrata, otvory, podlaha, osvětlení, oprava lak, příčky, šikminy)	138 000
Zateplení a vnitřní plášť kontejneru	40 000
Převozy kontejnerů a jeřáb	36 000
Kouřovod DN200	31 000
Termostaty	2 300
Měření CO	1 750
Rozvaděč	18 900
Revize el. rozvodů	2 500
Rozvod v kontejneru (čerpadla, expanzní nádoby, izolace, armatury)	105 000
Mobilní kotelna celkem:	1 369 630
<p>V ceně je zahrnuto:</p> <p>doprava</p> <p>smontování</p> <p>uvedení do provozu</p> <p>kompletní regulace procesu spalování na základě obsahu zbytku O₂ ve spalínách</p> <p>kompletnost řízení přísunu paliva + odpopelňování</p> <p>zaškolení obsluhy</p> <p>regulace otopného systému</p> <p>řízení dvou otopných okruhů</p> <p>potrubí propoje kotel akumul.nádrž</p> <p>v ceně není zahrnuto DPH, stavební přípomocce a napojení na otopný systém</p> <p>Záruka 5 let na těleso kotle</p>	

11. ZÁVĚREČNÉ SHRNUÍ

Úvodní část diplomové práce představuje stručný popis navrhovaného kotle spalujícího dřevní štěpku o výkonu 150kW a popisuje možnosti řešení technologie spalování.

Další část je zaměřena na potřebné stechiometrické výpočty množství spalovacího vzduchu a spalin a na základě těchto výpočtů jsou stanoveny hodnoty entalpií spalin při daných teplotách. Pro určení účinnosti zařízení a spotřeby paliva byly vypočteny i poměrné ztráty kotle.

Hlavní část práce řeší návrh a výpočet spalovací komory, kde vstupní parametr charakterizuje výpočet adiabatické teploty, čili teploty nechlazeného plamene. Výstupní kritéria představuje teplo předané v ohništi a teplota spalin na konci ohniště, což jsou nezbytné hodnoty pro návrh výměníku.

Poslední část práce byla věnována návrhu již zmiňovaného protiproudého výměníku tepla spaliny-voda, návrhu šnekovnice, provozního zásobníku paliva a přívodu spalovacího vzduchu.

Na závěr byly zhodnoceny variantně investiční náklady technologických celků.

12. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Dlouhý, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. Praha: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [2] Kadlec, Zdeněk. *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. Ostrava: VŠB-TUO, Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2009.
- [3] Jirouš, František. *Efektivní spalování paliv*. Praha: Český svaz zaměstnavatelů v energetice, 2013. ISBN 978-80-260-5393-4.
- [4] Černý, Václav; Hrdlička, Luděk; Janeba, Břetislav a kol. *Parní kotle a spalovací zařízení*. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1975.
- [5] Ibler, Zdeněk a kol. *Technický průvodce energetika 1.díl*. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství technické literatury, 2009. ISBN 80-7300-026-1.
- [6] Ochodek, Tadeáš; Koloničný, Jan; Branc, Michal. *Technologie pro přípravu a využití biomasy*. Vyd. 1. Ostrava: VŠB-TUO, Výzkumné energetické centrum, 2007. ISBN 978-80-248-1426-1
- [7] Farana R. *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské práce)*. Ostrava: VŠB-TUO, 2011.
- [8] Lyčka, Zdeněk. *Malé teplovodní kotle na pevná paliva* [online]. 2013.
Dostupné z:
<http://www.mpo-efekt.cz/upload/7799f3fd595eeee1fa66875530f33e8a/2207-ling-vydavatelstvi-kotle.pdf>
- [9] Příspěvek do www.tzb-info.cz
Horák, Jiří. *Stanovení účinnosti kotlů* [online]. 2014.
Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/11107-stanoveni-ucinnosti-kotlu>
- [10] Příspěvek do www.tzb-info.cz
Vytápění. www.tzb-info.cz: *Kotle, kamna, krby* [online]. 2015.

Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/13158-nejlevnejsi-zpusob-vytapani-je-stepkou-a-drevnim-odpadem-v-plne-automatickem-kotli-froling-t4>

[11] Příspěvek do www.biom.cz

Odborné články. *Dřevní štěpka* [online]. 2010.

Dostupné z: <http://biom.cz/cz/odborne-clanky/drevni-stepka-zelena-hneda-bila>

[12] Špiláček, Michal. *Spalovací zařízení a výměníky tepla* [online]. 2011.

Dostupné

z:

https://kke.zcu.cz/old_web/_files/projekty/enazp/01/IUT/007_Spalovaci_zarizeni_a_vymeniky_tepla_-_Spilacek_-_P1.pdf

[13] Horák, Jiří. *Úvod do teorie spalování tuhých paliv*. Studijní materiály [online]

Dostupné z: <http://vec.vsb.cz/userfiles/pdf/studijni-materialy/spalovani-tuhych-paliv.pdf>

[14] Noskovič, P. *Základy spalování*. Studijní materiály [online]. Ostrava. 2002.

Dostupné z: http://vec.vsb.cz/cs/doc/zakl_spal.pdf

[15] FROLING

[16] SMART HEATING TECHNOLOGY

13. SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A PŘÍLOH

Seznam obrázků:

- Obr. 1.1: Prohořivací a odhořivací kotel
- Obr. 1.2: Zplyňovací a automatický kotel
- Obr. 2.1: Názorná vizualizace možnosti umístění kotle do kontejnerové (mobilní) kotelny
- Obr. 4.1: Hodnoty plošné tepelné vodivosti
- Obr. 5.1: Graf závislosti emisivity CO_2 a H_2O
- Obr. 6.1: Typy výměníků
- Obr. 6.2: Proudění ve výměnících
- Obr. 6.3: Schéma protiproudého výměníku
- Obr. 6.4: Schéma výměníku v řezu
- Obr. 7.1: Šnekovnice

Seznam tabulek:

- Tabulka 3.1: Složení paliva
- Tabulka 3.2: Měrná tepelná kapacita plynů a vzduchu
- Tabulka 4.1: Průměrné teploty stěn a dvířek kotle + rozměry
- Tabulka 6.1: Vstupní parametry potřebné pro výpočet výměníku

Seznam příloh:

- Příloha č.1
- Sestava kotle 150kW – VIL0031

14. PŘEHLED POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

A	Součinitel absorpivity (pohltivosti)	[-]
A ^r	Obsah popeloviny v surovém palivu	[%]
a	Stupeň černosti	[-]
C ^r	Obsah uhlíku v surovém palivu	[%]
C _p	Měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	[J/kg·K]
C _v	Měrná tepelná kapacita za stálého objemu	[J/kg·K]
C	Konstanta vyjadřující Stefan-Boltzmanovu konstantu *10 ⁻⁸	W/m ² ·K ⁴
c	Měrné teplo	[kJ / m ³ ·K]
d	Průměr	[m]
H ₂ ^r	Obsah vodku v surovém palivu	[%]
h	Výška	[m]
l	Entalpie	[kJ/kg];[kJ/m ³]
i	Měrná entalpie	[kJ/kg]
k	Součinitel prostupu tepla	[W/m ² ·K]
k _i	Součinitel zeslabení	[1/m·MPa]
L	Charakteristický rozměr	[m]
l	Tloušťka stěny	[m]
M	Hmotnost za časovou jednotku	[kg/s]
m	Hmotnost	[kg]
ṁ	Hmotnostní průtok	[kg/s]
N ₂ ^r	Obsah dusíku v surovém palivu	[%]
n	Otáčky za časovou jednotku	[ot/min]
O ₂ ^r	Obsah kyslíku v surovém palivu	[%]
O	Obvod	[m]
P	Příkon	[W]
p	tlak	[Pa]
Q	Tepelný tok	[W]
Q _i	Výhřevnost	[MJ/kg]
q	Hustota tepelného toku	[W/m ²]
R	poloměr	[m]
S ^r	Obsah síry v surovém palivu	[%]
S	plocha	[m ²]
s	Sálavá tloušťka	[m]
T	Teplota v Kelvínech	[K]
t	Teplota ve stupních Celsia	[°C]
V	Objem	[m ³]
w	Rychlost	[m/s]
W ^r	Vlhkost obsažená v surovém palivu	[%]

X	Podíl popela	[%]
x	Funkční hodnota paliva	[-]
Z	Tepelná ztráta	[%]
Označení kritérií		
Bo	Boltzmanovo číslo	[-]
e	Eulerovo číslo	[-]
Nu	Nuseltovo kritérium	[-]
Pr	Prandtlovo kritérium	[-]
Označení řeckými písmeny		
α	Součinitel přestupu tepla	$[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$
α	Přebytek spalovacího vzduchu	[-]
β	Korekční součinitel vlivu záření par	$[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$
λ	Součinitel tepelné vodivosti	$[\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$
Δt	Delta (rozdíl)	[s]
ε	Součinitel emisivity	[-]
$\varepsilon_{1,2}$	Stupeň černosti soustavy	[-]
μ	Koncentrace popílku ve spalínách	[%]
η	Účinnost	[%]
ρ	Hustota	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
ν	Kinematická viskozita	$[\text{m}^2/\text{s}]$
σ	Stefan –Boltzmanova konstanta	$[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^{-4}]$
Θ	Teplotní rozdíl	$[\text{°C}]$
ϕ	Relativní vlhkost	[%]
U	Součinitel vlhkosti	[-]
ω	Koncentrace CO	[ppm]
Ψ	Součinitel tepelné efektivnosti dtěn	[-]
Indexy		
1	těleso s vyšší teplotou	
2	těleso s nižší teplotou	
p	plyn	
pl	plamen	
sp	spaliny	
stř	střední	
vz	vzduch	
O ₂	kyslík	
H ₂ O	voda	
N ₂	dusík	
CO ₂	Oxid uhličitý	